7 Systeme im Fahrwerk

7.1 Elektronik im Fahrwerk

Der Elektrik- und Elektronikanteil an der Wertschöpfung moderner Fahrzeuge liegt aktuell bei etwa 20% In Oberklassefahrzeugen werden teilweise über 70 Steuergeräte verbaut. Prognosen sagen einen weiteren Anstieg des Elektronikanteils auf bis zu 40% im Jahr 2015 voraus. Was sind die wesentlichen Vorteile der Elektronik im Antriebsstrang und im Fahrwerk für den Autofahrer?

Der Fahrer erhält über den schon sehr hohen Standard passiver Fahrwerke hinaus gesteigerte Fahrdynamik, verbesserten Fahrkomfort und mehr Sicherheit. Elektronisch gesteuerte Antriebsstrangsysteme vom Automatikgetriebe über Allradantrieb bis hin zur radindividuellen Antriebsmomentverteilung (*Torque Vectoring*) ermöglichen häufig erst die effiziente und sichere Übertragung der heute in Relation zur Fahrzeugmasse oft sehr hohen Motorleistung auf die Straße. Ein wesentlicher Teil dieses Nutzens liegt in der Synergie der Antriebs- und Fahrwerksysteme und kann erst durch die Vernetzung der Einzelsysteme erschlossen werden.

Die ersten Anwendungen der Elektronik im Fahrwerk betrafen die Bremse. 1987 war der Serienstart des Antiblockiersystems ABS. Meilensteine waren 1995 die Einführung des ESP und 1997 die variable Dämpferansteuerung.

Bild 7-1 gibt eine Übersicht der Serienstarts wichtiger elektronisch gesteuerter Fahrwerksysteme. Neben dem semiaktiven Fahrwerk CDC erlebten 1999 das vollaktiven Fahrwerk ABC (*Active Body Control*) und 2002 die aktive Wankstabilisierung (ARS) die Markteinführung. Als Trend der nächsten Jahre zeichnet sich die Verbreitung elektromotorisch betätigter Steller ab.

7.2 Elektronische Fahrwerkregelsysteme

7.2.1 Domänenaufteilung

Die Vernetzung bringt eine wesentliche Komplexitätssteigerung, die Fahrzeughersteller und Zulieferer vor immer neue Herausforderungen stellt. Im Zuge der zunehmenden Systemvernetzung werden häufig Funktionen, die bisher nur ein oder zwei Aggregate betrafen, durch Funktionen ersetzt, die gleich mehrere Systeme verschiedener Zulieferer vernetzen. Der Schlüssel zur Komplexitätsbeherrschung ist eine leistungsfähige Architektur des Steuergeräteverbundes und der Funktionen, die so genannte Elektrik-Elektronik-Architektur oder kurz E/E-Architektur.

Als eindeutiger Trend zeichnet sich dabei die Strukturierung in so genannten Domänen ab. Das bedeutet, dass jeweils Aggregate, die zur Längs-, Quer- oder Vertikaldynamik beitragen, in einer Domäne funktional zusammengefasst werden (**Bild 7-2**).

Die Domäneneinteilung funktioniert beispielsweise gut bei Lenkungen (Vorderachs- und Hinterachslenkung), die quasi nur die Querdynamik beeinflussen. Dagegen ist die Zuordnung einer Wankstabilisierung zu einer einzigen Domäne schwierig, da sowohl Vertikal- als auch Querdynamik über die Radlastverteilung beeinflusst werden.

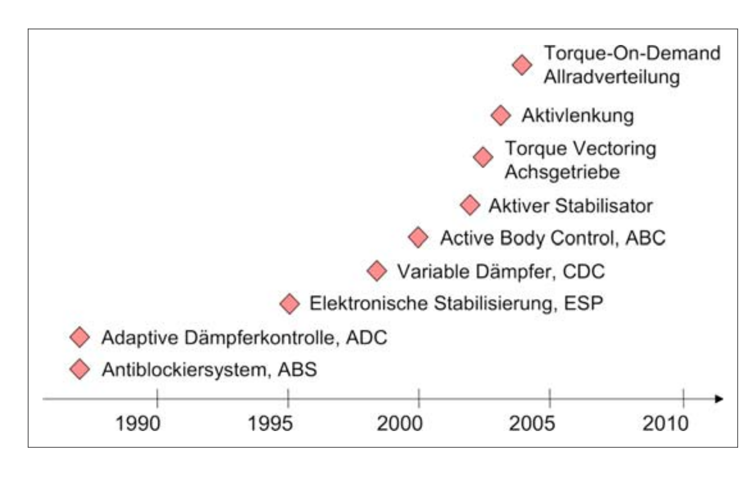


Bild 7-1:
Übersicht der Serienstarts elektronischer Fahrwerksysteme

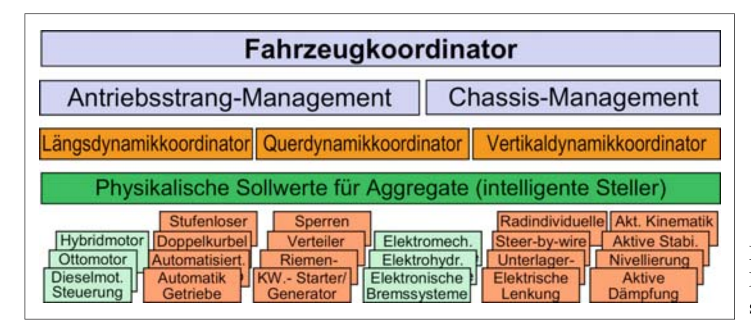


Bild 7-2:
Domänenstruktur der Antriebsstrang- und Fahrwerksysteme

Insbesondere im Grenzbereich des Reifens sind alle Antriebs- und Fahrwerksysteme über den Kammschen Kreis mehr oder weniger stark miteinander gekoppelt, **Bild 7-3**. Das führt zu einer teilweise starken Wechselwirkung der Systeme untereinander. So beeinflusst bekanntermaßen die Bremse bei blockierenden Rädern die Lenkfähigkeit ganz wesentlich. Umgekehrt wird beim ESP die Bremse sehr effizient zur Lenkung des Fahrzeugs herangezogen.

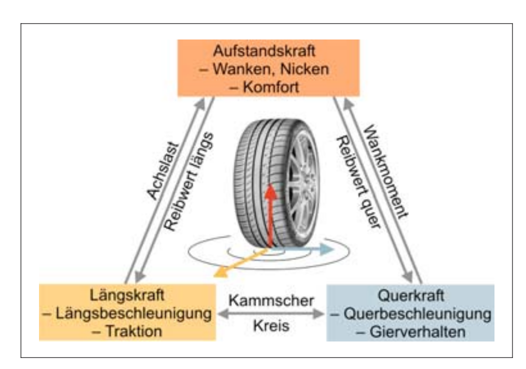


Bild 7-3: Kopplung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik über die Reifen (Kammscher Kreis)

Die folgenden Abschnitte geben einen Querschnitt typischer Fahrwerkfunktionen [1]. Zur Darstellung der Funktionen wird teilweise eine spezielle Aggregatbauart vorausgesetzt, auch wenn das System noch in anderen Bauarten realisiert wurde.

7.2.2 Längsdynamik – Schlupfregelung

Schlupfregelsysteme im Antriebsstrang umfassen neben der Bremse auch Differenzialsperren (Mittendifferenzial und Achsdifferenziale), so genannte Torque-on-Demand-Verteilergetriebe und Torque-Vectoring-Achsgetriebe [2]. Zielsetzung dieser Systeme ist die bestmögliche Ausnutzung des Reifenkraftpotenzials. Das gilt im Besonderen für die Optimierung der Längsdynamik (Beschleunigung und Verzögerung), aber durch die Kopplung von Reifenlängs- und Reifenquerkraftpotenzial auch für die Querdynamikstabilität [3]. Eine Beschreibung der Verteiler- und Achsgetriebe ist in Abschnitt 3.2.3 zu finden.

7.2.2.1 Bremse

Zu den Funktionen des Anti-Blockiersystems (ABS), der Antriebsschlupfregelung (ASR), der Motorschleppmomentregelung (MSR) und weiterer mittels Bremse realisierter Funktionen, s. Abschnitt 3.3.7.3, Funktionen des elektronischen Bremssystems.

7.2.2.2 Elektronisch geregeltes Längsdifferenzial

Ein konventionelles Verteilergetriebe auf Differenzialbasis verteilt das Antriebsmoment in einem festen Verhältnis auf Vorder- und Hinterachse. Verliert eine Achse die Traktion, dann kann an der anderen Achse auch nur begrenzt ein Moment abgesetzt werden.
Das Durchdrehen einer Achse kann verhindert werden, wenn das Differenzial mittels einer elektronisch geregelten Lamellenkupplung, einer so genannten Differenzialsperre, überbrückt wird. Die Lamellenkupplung kann elektromotorisch oder elektrohydraulisch betätigt werden.

Traktionsoptimierung
Die elektronische Regelung des Längsdifferenzials ist primär eine Schlupfregelung der Lamellenkupplung, um das Durchdrehen einer Achse zu verhindern. Die elektronische Regelung erlaubt das Sperrmoment fahrsituationsabhängig zu berechnen, was Vorteile gegenüber dem nicht elektronisch gesteuerten alternativen Torsen-Differenzial und der Visko-Kupplung bietet.

7.2.2.3 Torque-on-Demand-Verteilergetriebe

Ein Torque-on-Demand-Verteilergetriebe erlaubt eine achsindividuelle und fahrsituationsabhängige Verteilung des Antriebsmoments auf eine primär und eine sekundär angetriebene Achse. Die sekundär angetriebene Achse greift dabei ihr Moment im Verteilerge-

triebe über eine regelbare Lamellenkupplung vom Hauptmomentfluss der primär angetriebenen Achse ab. Die Lamellenkupplung kann elektromotorisch oder elektrohydraulisch betätigt sein. Erster Serienstart war 2004, BMW/Magna Steyr [4]

Längsmomentverteilung

Als Basisverteilung wird typischerweise ein Wert zwischen 100% und 60% des Antriebsmoments an die primär angetriebene Achse geleitet. Der Rest des Antriebsmoments wird an die sekundär angetriebene Achse geleitet. Auf der Basis des Motormoments und der Getriebeübersetzung wird das an die sekundär angetriebene Achse zu übertragene Antriebsmoment berechnet. Aus diesem zu übertragenden Moment wird wiederum die Ansteuerung der Lamellenkupplung berechnet. Fahrsituationsabhängig wird die Momentverteilung dann mittels Vorsteuerung Traktions- und Fahrdynamikregler angepasst.

Traktionsoptimierung

Ein Schlupfregler regelt die Differenzdrehzahl von Vorder- und Hinterachse, um das Durchdrehen der Räder einer Achse zu verhindern. Regelgröße ist die Differenzdrehzahl an der Lamellenkupplung. Stellgröße ist das Sperrmoment der Lamellenkupplung. Wird im Rahmen der Regelung die Kupplung vollständig geschlossen, dann wird sie nach einer gewissen Zeit gesteuert wieder geöffnet, um die Traktionsverhältnisse neu zu beurteilen (**Bild 7-4**).

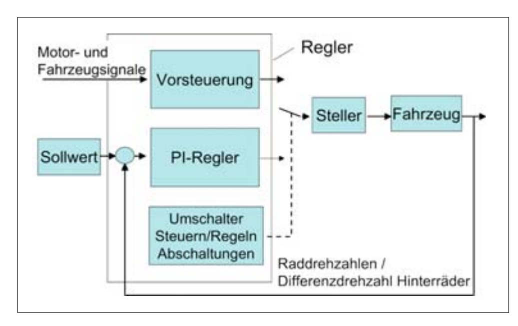


Bild 7-4: Regelkreis Differenzial mit Vorsteuerung und Betriebsartenumschaltung

Vernetzung

Das Torque-on-Demand-Verteilergetriebe erlaubt über die variable Verteilung des Antriebsmoments auf die Vorder- oder Hinterachse eine Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens. Das ermöglicht die Einbindung des Verteilergetriebes in die Fahrdynamikregelung. In Übersteuersituationen kann das Antriebsmoment mehr an die Vorderachse geleitet werden, um über die geänderten Reifenlängsschlupfverhältnisse das Seitenkraftpotenzial der Hinterachse (Vorderachse) zu erhöhen (schwächen). In Untersteuersituationen wird hingegen das Moment bevorzugt über die Hinterachse abgesetzt, um das Seitenkraftpotenzial der Vorderachse (Hinterachse) zu stärken (zu schwächen).

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Die wesentliche Schnittstelle zwischen Betriebsstrategie und Steller eines Torque-On-Demand-Verteilergetriebes ist das Moment, das die Lamellenkupplung an die sekundär angetriebene Achse übertragen soll. Bei schleifender Kupplung ist das an die sekundär angetrieben Achse übertragene Antriebsmoment eine Funktion des Anpressdrucks bzw. der Anpresskraft der Kupplungslamellen.
Wird die Kupplung hydraulisch betätigt, dann wird über ein Ventil der gewünschte Druck eingeregelt. Wird die Kupplung elektromechanisch (z.B. über einen Kugelrampe- oder einen Kugelspindelmechanismus) betätigt, dann ist das Kupplungsmoment eine Funktion des Motorstellwegs. Das Kupplungsmoment wird deshalb über die Motorlage eingeregelt. Der Motorlageregler greift dabei auf einen unterlagerten Motormomentregler zurück.

7.2.2.4 Elektronisch geregeltes Achsdifferenzial

Das Wirkprinzip eines geregelten Achsdifferenzials ist analog zum geregelten Längsdifferenzial [5] s. Abschnitt 7.2.2.2. Statt der Begrenzung des Schlupfes zwischen Vorder- und Hinterachse geht es beim Achsdifferenzial um die Begrenzung des Schlupfes zwischen den beiden Hinterrädern.

Traktionsoptimierung

Eine typische Situation für einen Sperreneingriff ist das Anfahren oder Beschleunigen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten an den Hinterrädern (μ-Split). Ohne Sperreneingriff könnte das Rad mit dem kleineren Reibwert nur ein geringes Moment absetzen und würde über das Differenzial auch das absetzbare Moment an dem Rad mit dem höheren Reibwert beschränken. Das hätte drei negative Konsequenzen. Ein Rad würde durchdrehen, das Beschleunigungsvermögen wäre reduziert und wegen des großen Längsschlupfes wären auch die Seitenführungskraft und damit die Fahrsicherheit beeinträchtigt.
Um das Durchdrehen eines einzelnen Rades zu vermeiden, überwacht ein Schlupfregler die Differenzdrehzahl des linken und des rechten Hinterrades. Die Regelgröße ist die Differenzdrehzahl. Die Stellgröße ist das kontinuierlich einstellbare Sperrmoment an der Lamellenkupplung.
In die Sollwertberechnung für die Differenzdrehzahl fließt z.B. die Lenkradstellung ein, um unerwünschte Eingriffe bei Kurvenfahrt zu vermeiden. Wird im Rahmen der Regelung die Kupplung vollständig geschlossen, dann wird sie nach einer gewissen Zeit gesteuert wieder geöffnet, um die Traktionsverhältnisse neu zu beurteilen (**Bild 7-4**).

Agilität

Bei Kurvenfahrt mit hoher Querbeschleunigung wird die Radlast am kurveninneren Rad deutlich reduziert. Dadurch wird das am kurveninneren Rad absetzbare Moment reduziert. Bei einem offenen Differenzial wird so das am kurvenäußeren Rad absetzbare Moment begrenzt. Eine Differenzialsperre kann diesem Effekt entgegenwirken und das Beschleunigungsverhalten in Kurven verbessern.

Vernetzung

Der Eingriff am Achsdifferenzial lässt sich mit dem Eingriff am Längsdifferenzial koppeln. Erkennt z.B. das Längsdifferenzial ein Schlupfereignis oder wird verstärkt Moment an die Hinterachse geführt, dann wird dies bei der Ansteuerung des Achsdifferenzials berücksichtigt. Eine weitere Vernetzung des Achsdifferenzials besteht zum ESP. Damit die Regeleingriffe an Achsdifferenzial und Bremse sich nicht beeinträchtigen, lässt sich das Achsdifferenzial während eines ESP-Eingriffs öffnen.

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Die wesentliche Schnittstelle zwischen Betriebsstrategie und Steller eines regelbaren Achsdifferenzials ist das Moment der Lamellenkupplung, die das Differenzial sperren kann. Die Regelung des Kupplungsmoments erfolgt analog zur Regelung des Torque-on-Demand-Verteilergetriebes in Abschnitt 7.2.2.3.

7.2.2.5 Achsgetriebe zur Quermomentverteilung

Ein offenes Achsdifferenzial verteilt das Antriebsmoment zu gleichen Teilen auf die beiden Hinterräder. Aus dieser Momentverteilung resultiert kein zusätzliches Giermoment. Bei Kurvenfahrt überträgt die Lamellenkupplung eines sperrbaren Differenzials Moment vom schneller drehenden, kurvenäußeren Rad an das langsamer drehende, kurveninnere Rad. Setzt man an den beiden Rädern den gleichen Reibwert und einen ähnlichen Schlupf voraus, dann führt dies um den Fahrzeugschwerpunkt zu einem Giermoment, das der Gierbewegung in der Kurve entgegenwirkt und das Fahrzeug untersteuernder macht.

Bei einem Achsgetriebe, das das Antriebsmoment individuell auf die Hinterräder verteilen kann, spricht man von einem *lateralen Torque Vectoring*. Es gibt verschiedene Realisierungen von Achsgetrieben zur Quermomentverteilung [2] Eine mögliche Realisierung basiert auf einem Differenzial (s. Abschnitt 3.2.2.4). Zusätzlich zum Momentfluss durch das Differenzial verbindet je eine Lamellenkupplung die ins Schnelle untersetzte Eingangswelle mit linker und rechter Seitenwelle. Durch die Untersetzung ist es auch möglich, ein größeres Moment an das langsamer drehende Rad zu übertragen. Die Quermomentverteilung ermöglicht sowohl längs- als auch querdynamische Funktionen.

Traktionsoptimierung

Durch die variable Verteilung des Antriebsmoments lässt sich analog zu einer Differenzialsperre eine Traktionsregelung realisieren. Regelgröße ist beispielsweise die Differenzdrehzahl der Hinterräder. Stellgrößen sind die Kupplungsmomente.

Agilitätssteigerung

Die ungleiche Antriebsmomentverteilung auf die beiden Räder der Hinterachse erzeugt bzgl. des Fahrzeugschwerpunkts ein zusätzliches Giermoment. Bei geringen und mittleren Geschwindigkeiten kann dies zur Verbesserung des Einlenkverhaltens genutzt werden, indem an das kurvenäußere Hinterrad verstärkt Moment geleitet wird (**Bild 7-5**). Ist die Grundabstimmung des Fahrzeugs untersteuernd, so lässt sich durch diesen Eingriff auch bei höheren Geschwindigkeiten ein neutraleres oder agileres Fahrverhalten realisieren.

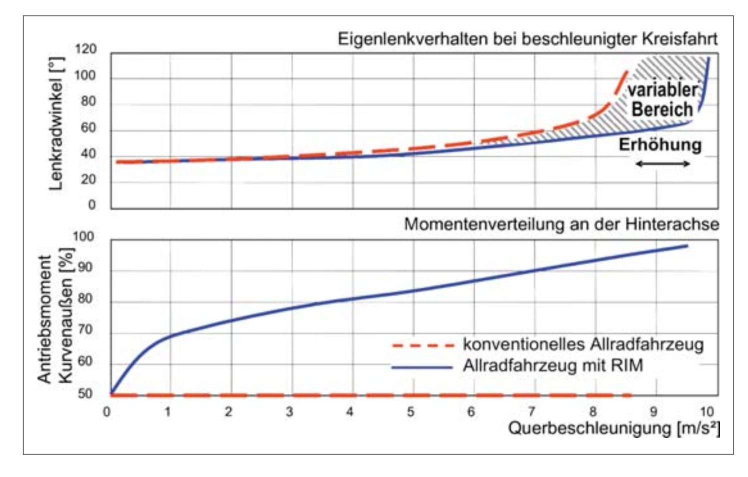


Bild 7-5:
Radindividuelle Antriebsmomentverteilung als Funktion der Geschwindigkeit

Gierdämpfung
Bei hohen Geschwindigkeiten kann die Gierdämpfung erhöht werden, indem bei Kurvenfahrt das Antriebsmoment bevorzugt an das kurveninnere Hinterrad geleitet. Dadurch ergibt sich eine der Gierrate entgegengesetztes Giermoment. Die höhere Gierdämpfung wirkt sich stabilisierend aus, z.B. bei Fahrmanövern wie dem doppelten Spurwechsel.

Vernetzung
Die Vernetzung eines Torque-Vectoring-Achsgetriebes betrifft die Traktionsoptimierung und die Fahrdynamikregelung.
Bei Allradantrieb ist das Torque-Vectoring-Achsgetriebe im Rahmen der Traktionsoptimierung mit dem Verteilergetriebe vernetzt. Die Momentverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse und zwischen linkem und rechtem Hinterrad wird so gestaltet, dass keines der vier Räder die Traktion verliert. Eine Schnittstelle zum Motor reduziert ggf. zusätzlich das Motormoment. Eine Schnittstelle zur Bremse kombiniert die Traktionsregelung zusätzlich mit der elektronischen Differenzialsperre.
Die Integration des Torque-Vectoring-Achsgetriebes in die Fahrdynamikregelung nutzt die Möglichkeit, über die radindividuelle Antriebsmomentverteilung ein definiertes, zusätzliches Giermoment zu erzeugen. Wenn auch noch eine Überlagerungslenkung im Systemverbund ist, dann lassen sich die Kraftvektoren an den Rädern in einem weiten Bereich flexibel einstellen.

7.2.3 Querdynamikregelsysteme

7.2.3.1 Elektrolenkung

Die elektromotorische Servolenkung dient wie die hydraulische Servolenkung primär der Lenkunterstützung [6]. Für die Beschreibung der elektromechanischen Lenkung siehe Abschnitt 3.4.5.

Servounterstützung
Die Servounterstützung wird in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet. Beim Lenken im Stand, z.B. während des Parkierens, ist die Servounterstützung maximal. Mit zunehmender Geschwindigkeit nimmt die Servounterstützung ab, damit das Fahrzeug auch bei schneller Lenkbewegung im Bereich hoher Fahrzeuggeschwindigkeiten gut beherrschbar bleibt.
Zentrale Bedeutung hat das Lenkgefühl. Wesentliche Eingangsgrößen der Regelstrategie sind der Lenkradwinkel und das Handmoment des Fahrers, das gemessen bzw. berechnet wird. **Bild 7-6** zeigt einen Regelansatz, der als Regelgröße das Handmoment verwendet. Der Sollwert für das Handmoment wird in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Zahnstangenkraft berechnet, **Bild 7-7**. Die Zahnstangenkraft wird dabei mittels eines Beobachters berechnet. Stellgröße ist das Motormoment.

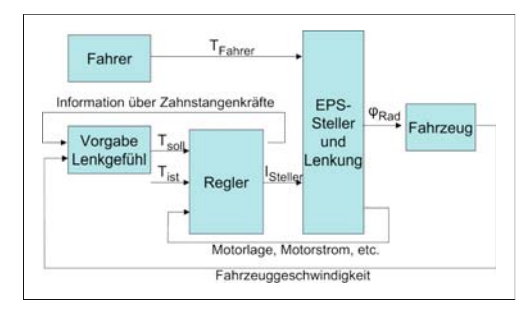


Bild 7-6: Regelkreis Elektrolenkung; Regelgröße: Fahrerhandmoment, Stellgröße: Motormoment.

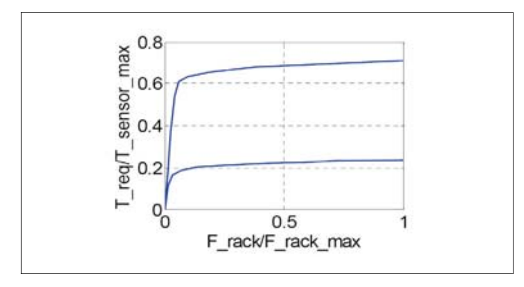


Bild 7-7: Kennfeld für die Lenkunterstützung: dargestellt ist das einzuregelnde Handmoment für den Fahrer in Abhängigkeit der Zahnstangenkraft und der Geschwindigkeit (untere Kurve: Parkieren, obere Kurve: hohe Geschwindigkeit) [6]

Optimiertes Lenkgefühl
Der Fahrer wird durch die haptische Rückwirkung am Lenkrad über den Fahrbahnzustand informiert. Um die Fahrbahnbeschaffenheit über die Elektrolenkung möglichst realistisch an den Fahrer weiterzuleiten, kann beispielsweise in einem bestimmen Frequenzband das Rauschen von Gierrate und Querbeschleunigung ausgewertet werden.

Aktiver Rücklauf
Die Elektrolenkung ermöglicht einen aktiven Rücklauf des Lenkrads in die Mittelstellung. Für diese Funktion werden die Abweichung von der Mittelstellung, die Lenkwinkelgeschwindigkeit sowie die Trägheits- und Reibungseffekte in der Lenkung berücksichtigt.

Weitere Funktionen
Die Elektrolenkung ermöglicht zahlreiche weitere Funktionen wie z.B. eine aktive Dämpfung des Lenkstrangs, um ein ungewolltes Aufschaukeln des Fahrzeugs zu verhindern. Die negativen Einflüsse des Seitenwindes zur Spurhaltung kann mit der Elektrolenkung kompensiert werden.

Schnittstelle und Regelung des Stellers
Die Eingangsinformation für den Steller ist das Drehmoment, mit dem der Elektromotor den Fahrer unterstützt. Dieses Drehmoment wird über eine Momentenregelung des Stellmotors eingestellt.

Vernetzung
Die Elektrolenkung erlaubt die Realisierung eines Einparkassistenten, s. hierzu Abschnitt 7.8.4. Sie bietet auch hinsichtlich der Fahrdynamikregelung Vernetzungspotenzial. Droht eine kritische Fahrsituation, so wird die Lenkunterstützung in geeigneter Art und Weise verstärkt oder vermindert, um dem Fahrer die Stabilisierung des Fahrzeugs zu erleichtern und eine weitere Verschärfung der Fahrsituation abzuwenden. Droht z.B. übersteuerndes Fahrzeugverhalten, so wird die Lenkunterstützung für weiteres Einlenken reduziert.

7.2.3.2 Überlagerungslenkung

Eine konventionelle Lenkung zeichnet sich durch eine feste Zuordnung von Lenkradstellung und Radlenkwinkel aus. Die Überlagerungslenkung erlaubt diesen Zusammenhang aufzubrechen, indem ein Elektromotor unabhängig vom Fahrer einen zusätzlichen Lenkwinkel aufbringen kann [7]. Erster Serienstart war 2003, BMW / ZF Lenksysteme.

Variable Lenkübersetzung
Grundfunktion der Aktivlenkung ist die variable Lenkübersetzung. Die Lenkübersetzung hängt z.B. von der Fahrzeuggeschwindigkeit ab (**Bild 7-8**). Bei niedrigen Geschwindigkeiten wird die Lenkübersetzung direkt gewählt, um ein einfaches Parkieren zu erreichen. Bei hohen Geschwindigkeiten ist die Lenkübersetzung indirekt, um eine hohe Gierdämpfung zu erreichen.

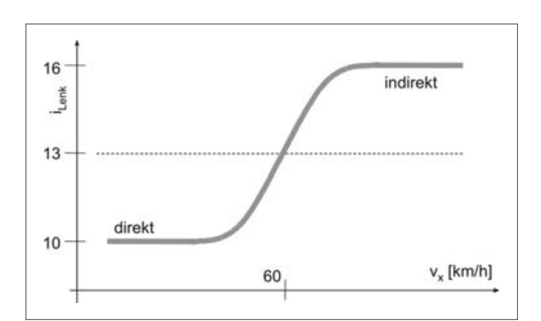


Bild 7.-8: Überlagerungslenkung: Lenkübersetzung als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit

Fahrdynamikregelung
Ferner bietet die Überlagerungslenkung die Möglichkeit stabilisierende Fahrdynamikeingriffe durchzuführen, z.B. im Rahmen einer Gierratenregelung [8].

Die Überlagerungslenkung eignet sich insbesondere für Eingriffe in Situationen, in denen das Fahrzeug übersteuert. Eine Reduzierung des Lenkwinkels kann hier die Gierrate vermindern und ein ungewünschtes Eindrehen des Fahrzeugs verhindern.

Schnittstelle und Regelung des Stellers
Bei der Aktivlenkung [7] wird die variable Lenkübersetzung dadurch erreicht, dass ein Elektromotor mittels eines Überlagerungsgetriebes der Lenkradstellung einen zusätzlichen Lenkwinkel überlagert. Dazu wird der Elektromotor auf Lage geregelt. Die Motorlage wird mittels eines Sensors erfasst. Die Motorlageregelung wiederum bedient sich einer unterlagerten Motormomentregelung.

Weitere Funktionen
Weitere Funktionen einer Überlagerungslenkung sind Seitenwind- und Spurrillenkompensation [8].

Vernetzung
Die Vernetzung der Überlagerungslenkung ist insbesondere im Rahmen einer Gesamtfahrdynamikregelung sinnvoll. Eine weitere Vernetzungsfunktion ist die Giermomentkompensation beim Anfahren und Bremsen auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibwerten für linke und rechte Räder. Diese Funktion verhindert durch automatisches Gegenlenken bei Anfahren und Bremsen auf μ-Split ein Schrägziehen des Fahrzeugs. Ferner bietet die Überlagerungslenkung Potenzial im Rahmen von Fahrerassistenzfunktionen wie der Spurführungsunterstützung.

7.2.3.3 Aktive Hinterachslenkung

Hinterachslenkungen bieten zwei wesentliche Vorteile. Zum einen verkleinert eine Hinterachslenkung den Wendekreis und verbessert das Fahrzeughandling, da die notwendigen Lenkbewegungen reduziert werden. Zum anderen kann eine Hinterachslenkung für fahrdynamische Eingriffe zur Fahrzeugstabilisierung verwendet werden (s. Abschnitt 3.4.8). Das Vernetzungspotenzial ist ähnlich dem der Aktivlenkung, d.h., insbesondere die Integration in die Fahrdynamikregelung, die Giermomentkompensation beim Anfahren und Bremsen und die Integration in Fahrerassistenzfunktionen wie Spurführung etc.

7.2.3.4 Aktive Hinterachskinematik

Die aktive Hinterachskinematik ermöglicht die Verstellung von Spur und Sturz eines Rades und wirkt damit ähnlich wie eine Lenkung. Die elektronische Ansteuerung erlaubt dabei je nach Realisierung über eine variable Lenkerlänge oder eine Fußpunktverstellung des Lenkers einen Systemeingriff. Die Verstelldynamik ist dabei stark systemabhängig und bestimmt die realisierbaren Funktionen. Bei wenigen dynami-

schen Systemen steht die Reduktion des Wendekreises im Vordergrund. Bei dynamischen Systemen kommen fahrdynamische Eingriffe mit den entsprechenden Vernetzungsmöglichkeiten hinzu.

7.2.4 Vertikaldynamikregelsysteme

Vertikaldynamikregelsysteme bieten drei wesentliche Vorteile. Erstens steigern Vertikaldynamiksysteme den Fahrkomfort und können z.B. auf die Straßenqualität reagieren. So können beispielsweise variable Dämpfer auf Schlechtwegstrecken die Dämpfung anpassen.
Zweitens optimieren Vertikaldynamikregelsysteme über die Beeinflussung der Radaufstandskräfte die Fahrdynamik bzw. die Fahrsicherheit.
Drittens reduzieren die Vertikaldynamikregelsysteme, wie beispielsweise die Niveauregulierung, die Abhängigkeit des Fahrverhaltens vom Beladungszustand. Verbreitete Vertikaldynamikregelsysteme sind neben variablen Dämpfern und der Niveauregulierung auch aktive Stabilisatoren und aktive Fahrwerke wie Active Body Control (ABC).

7.2.4.1 Variable Dämpfer

Bei der Auslegung passiver Dämpfer ist immer ein Kompromiss zwischen Komfort und Fahrsicherheit zu treffen (**Bild 7-9**). Durch elektronisch verstellbare Dämpfer wird dieser Zielkonflikt aufgehoben, da die Dämpfung kontinuierlich dem jeweiligen Fahrzustand angepasst werden kann [9]. Serienstart der adaptiven Dämpfer war 1987 und für kontinuierlich verstellbare Dämpfer 1999 (s. Abschnitt 3.6.7).

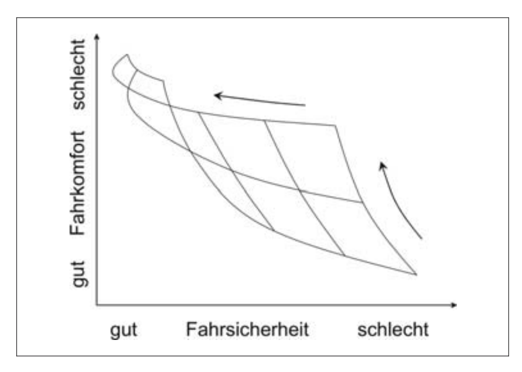


Bild 7-9: Zielkonflikt bei der Dämpferabstimmung und Potenzial für variable Dämpfer

Komfort
Die wesentliche Einzelsystemfunktion ist eine Komfortregelung der Dämpfung. Diese verfolgt das Ziel, den Fahrzeugaufbau optimal zu dämpfen und Fahrbahnanregungen so weit wie möglich nicht auf den Fahrzeugaufbau zu übertragen. Dies umfasst als Teilaspekte auch eine optimale Wank- und Nickbedämpfung. Für variable Dämpfer wurden verschiedene Regelstrategien entwickelt. Zwei Beispiele sind die Schwellwertstrategie und die so genannte Sky-Hook-Regelung [9], die in Abschnitt 7.6.3.3 ausführlich beschrieben werden.

Schwellwertstrategie
Bild 7-10 zeigt die relativ einfache Sensorik für die so genannte Schwellwertstrategie. Ein bis zwei Vertikalbeschleunigungssensoren messen die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus. Die von den Beschleunigungssensoren ermittelten Signale werden laufend mit so genannten Schwellwerten verglichen und führen aufgrund des errechneten Verhältnisses zu einer kontinuierlichen Dämpfkraftverstellung in Richtung „härtere Dämpfung".

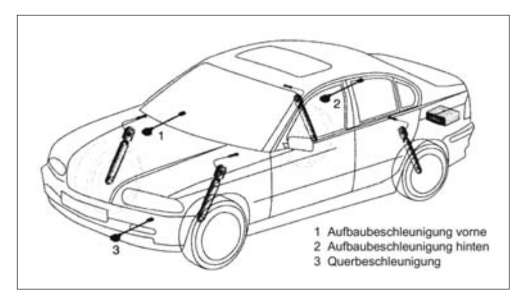


Bild 7-10: Systemaufbau und Sensorkonfiguration für die Schwellwert-Strategie.

Je nach Systemkonfiguration wird die Querbeschleunigung mit einem Beschleunigungssensor gemessen oder mit einem Lenkradwinkelsensor berechnet. Anhand dieser Signale wird neben der Querbeschleunigung auch die Änderung der Querbeschleunigung ausgewertet. Auf diese Weise kann das dynamische Wanken sehr effizient reduziert werden.

Sky-Hook-Regelung
Dieser Ansatz geht von der Idee aus, dass der Federungskomfort dann optimal ist, wenn man den schwingenden Aufbau nicht gegenüber der unebenen Straße, sondern gegenüber dem Himmel (bzw. Horizont) dämpft. In einem Gedankenexperiment wird der Schwingungsdämpfer dazu nicht zwischen Aufbau und Rad, sondern zwischen Aufbau und einem mitgeführten Haken am Himmel angeordnet.
Unabhängig von Fahr- und Straßenzustand wird so ein ruhiges, harmonisches Aufbauverhalten erreicht. Im Rahmen des Gedankenexperiments soll dann der reale Dämpfer die gleiche Kraft aufbringen, wie der Sky-Hook-Dämpfer. Folglich gilt:

$$\begin{aligned} F &= k_{\text{sky}} \cdot v_{\text{Aufbau}} = k_{\text{Dämpfer}} \cdot v_{\text{relativ}} \\ \Rightarrow k_{\text{Dämpfer}} &= k_{\text{sky}} \cdot \frac{v_{\text{Aufbau}}}{v_{\text{relativ}}} \end{aligned} \tag{7.1}$$

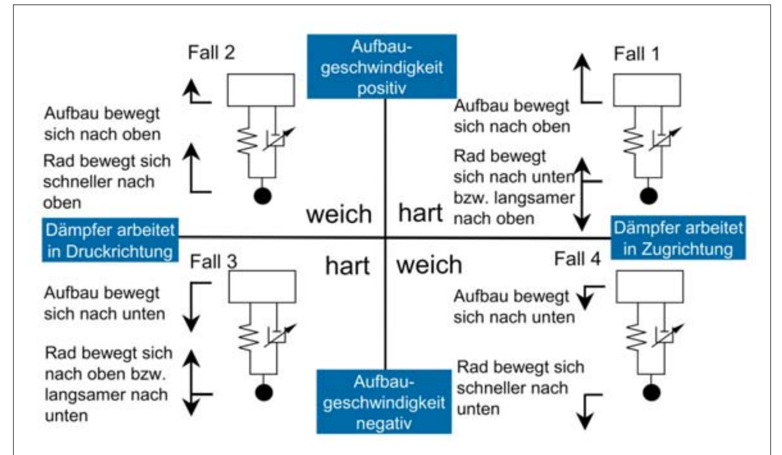


Bild 7-11:
Sky-Hook-Strategie für variable Dämpfer

Hieraus ergeben sich die in **Bild 7-11** dargestellten Betriebszustände.
Um die Anforderungen an die Sky-Hook-Strategie zu erfüllen, benötigt man Informationen über die Rad- und Aufbaubewegung. Deshalb steigt die Anzahl der Sensoren im Vergleich zu rein adaptiven Regelungen. **Bild 7-12** zeigt eine typische Sensorkonfiguration der Sky-Hook- Regelung.
Allerdings betrachtet ein reines Sky-Hook-Konzept nur die Aufbaudämpfung. In der Praxis wird aus Gründen der Fahrdynamik bzw. der Fahrsicherheit (Fahrbahnkontakt der Räder) auch eine ausreichende Raddämpfung benötigt. Deshalb überlagern und korrigieren im Fahrbetrieb eine Vielzahl von fahrsituationsabhängigen Reglermodulen den reinen Sky-Hook-Ansatz. So umfasst die Betriebsstrategie z.B. die Nick- und Wankdämpfung. Mit variabel verstellbaren Dämpfern lässt sich so schon eine gewisse, dynamische Wankabstützung erreichen.

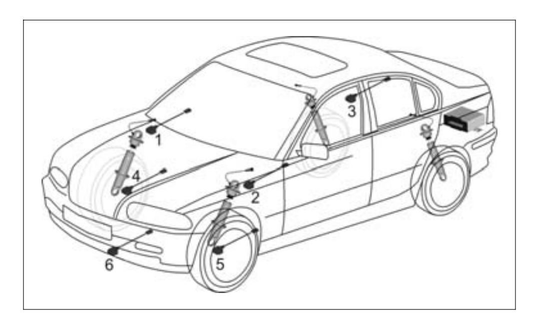


Bild 7-12: Systemaufbau und Sensorkonfiguration für die Sky-Hook-Regelung. 1 Aufbaubeschleunigung VR, 2 Aufbaubeschleunigung VL, 3 Aufbaubeschleunigung H, 4 Radbeschleunigung VR, 5 Radbeschleunigung VL, 6 Querbeschleunigung (optional Lenkradwinkel)

Schnittstelle und Regelung des Stellers

Sofern die variablen Dämpfer mit Hydraulikventilen realisiert sind, ist die elektrische Schnittstelle zum Dämpfer der Ventilstrom. Für sehr dynamische Dämpferregelungen werden die Ventile mittels einer H-Brücke angesteuert, um bei Bedarf das Spulenfeld (Induktivität) durch Löschströme schnell verändern zu können. Der Ventilstrom wird über einen Stromregler auf dem Steuergerät eingeregelt.

Vernetzung

Die Vernetzung der variablen Dämpfer ist in mehrfacher Hinsicht sinnvoll: Zum einen kann die Fahrdynamikregelung die variablen Dämpfer in kritischen Fahrsituationen nutzen, um die Radaufstandskräfte optimal einzustellen und damit das Radquer- und Radlängskraftpotenzial möglichst groß halten.
Zum anderen ist die variable Dämpfung für optimalen Komfort mit anderen dämpfenden Systemen wie beispielsweise einer Wankstabilisierung zu vernetzen. So ist bei der Berechnung der Dämpfung für die variablen Dämpfer in Gleichung (7.1) der Anteil anderer Systeme zu berücksichtigen. Zur Vernetzung der variablen Dämpfer mit der Wankstabilisierung siehe Abschnitt 7.3.3, Vertikaldynamikmanagement.
Die Vernetzung der variablen Dämpfer mit der Bremse ermöglicht eine Reduzierung des Bremswegs, insbesondere auf schlechten Fahrbahnoberflächen, da Radlastschwankungen durch eine entsprechende Dämpferregelung reduziert werden können.

7.2.4.2 Aktiver Stabilisator

Zielsetzung

Der passive Stabilisator reduziert die Wankbewegung, ohne sie allerdings ganz unterdrücken zu können. Ein aktiver Stabilisator bringt im Stabilisatorrücken hydraulisch oder elektromotorisch ein Moment

für die Abstützung des Fahrzeugaufbaus auf und kann die Wankbewegung bis hin zu relativ hohen Querbeschleunigungen sehr stark reduzieren [10] Erster Serienstart war 2002, BMW / ZF Sachs (s. Abschnitt 7.6.2.3).

Wankstabilisierung
Um die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus zu unterdrücken, berechnet die Betriebsstrategie das über den aktiven Stabilisator zusätzlich auf den Aufbau aufzubringende Abstützmoment im Wesentlichen als Funktion der Querbeschleunigung. Die Aufteilung des Abstützmoments auf Vorder- und Hinterachse wird dann primär als Funktion der Geschwindigkeit bestimmt (**Bild 7-13**). Bei hohen Geschwindigkeiten erfolgt beispielsweise die Abstützung stärker über die Vorderachse, um die Seitenführungsfähigkeit der Hinterachse hinsichtlich der Fahrstabilität möglichst groß zu halten.
Bei hohen Querbeschleunigungen wird der Wankausgleich nicht mehr vollständig vorgenommen, um den Fahrer über das Erreichen des fahrdynamischen Grenzbereichs zu informieren.

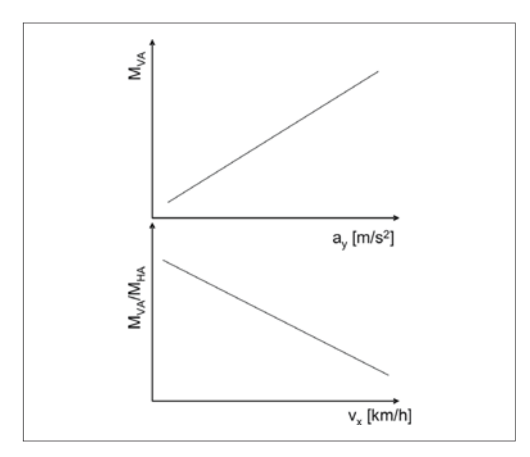


Bild 7-13: Wankabstützung als Funktion der Querbeschleunigung (oben), Eingriffsverhältnis Vorder-/Hinterachse als Funktion der Geschwindigkeit (unten)

Komfortfunktion
Bei Geradeausfahrt wird kein Abstützmoment aufgebracht. Die Kopplung von rechtem und linkem Rad über den hydraulischen Stabilisator ist dann weitgehend aufgehoben. Das so genannte Kopieren von einseitig eingebrachten Störungen wird so reduziert und der Komfort verbessert.

Vernetzung
Der fahrdynamische Einfluss des aktiven Stabilisators resultiert aus der Beeinflussung der Radaufstandskräfte und der damit bedingten Änderung der Radquerkräfte. Eine Verlagerung der Wankabstützung von Vorder- zu Hinterachse oder umgekehrt ändert das Eigenlenkverhalten. Beispielsweise ändert eine Verlagerung der Wankabstützung an die Vorderachse das Fahrverhalten Richtung Untersteuern. Denn die zunehmende Radlastdifferenz an der Vorderachse reduziert wegen des nichtlinearen Reifenkennfelds die Seitentragfähigkeit der Vorderachse. An der Hinterachse stellt sich gleichzeitig der gegenläufige Effekt ein.

Schnittstelle und Regelung des Stellers
Die wesentliche Schnittstelle der Betriebsstrategie zum Steller ist das Moment, das im Stabilisator aufgebracht wird und dessen Wirkrichtung (Linkskurve oder Rechtskurve).
Bei einer hydraulischen Wankstabilisierung wird die Wirkrichtung des Stabilisatormoments über ein Richtungsventil geschalten. Die Größe des Stabilisatormoments wird über eine Druckregelung mittels eines Druckregelventils eingestellt.
Bei einer elektromechanischen Wankstabilisierung wird das Stabilisatormoment über eine Regelung des Motormoments eingestellt. Die Wirkrichtung wird über die Drehrichtung des Motors realisiert.

7.2.4.3 Niveauregulierung

Zielsetzung
Bei der Auslegung einer Stahlfederung besteht ein Zielkonflikt zwischen Härte der Grundfederung und Einfederung bei Beladung. Wird die Federung komfortabel und weich ausgelegt, so federt das Fahrzeug bei starker Beladung weit ein. Das reduziert den zur Verfügung stehenden Weg für dynamische Einfederungen und über die Achskinematik ändern sich je nach Achsauslegung auch Spur und Sturz.
Eine Niveauregulierung stellt das Fahrzeugniveau unabhängig vom Beladungszustand ein und kann so diese Effekte kompensieren. Die Niveauregulierung kann beispielsweise hydropneumatisch (s. Abschnitt 3.5.7) oder mittels einer Luftfeder (s. Abschnitt 3.5.6) realisiert sein. Für die Systemvarianten siehe **Bild 7-61**.

Niveauausgleich
Zu unterscheiden sind Ein- und Zweiachsniveauregulierungen. Einachsniveauregulierungen an der Hinterachse dienen primär zum Ausgleich von Beladungsunterschieden, indem das Niveau auf die Solllage eingeregelt wird.
Dazu wird das Niveau mit einem relativ langsamen Filter beobachtet. Wird eine dauerhafte Niveauabweichung festgestellt, dann beginnt der Regelvorgang. Um das Zielniveau möglichst genau einregeln zu können, wird die Zeitkonstante des Filters für die Dauer des Regelvorgangs herabgesetzt. Bei starken Beschleunigungen und Kurvenfahrten wird der Beginn eines Regelvorganges unterbunden, um nicht auf Nicken und Wanken zu reagieren.

Niveauwahl
Zweiachsniveauregulierungen erlauben dem Fahrer zusätzlich zwischen verschiedenen Niveaus zu wählen. So kann z.B. ein hohes Niveau für Gelände- oder ein niedriges Niveau für schnelle Autobahnfahrt eingestellt werden. Ist das vom Fahrer gewählte Niveau für die Fahrzeuggeschwindigkeit zu hoch, dann wird das Niveau aus Sicherheitsgründen automatisch abgesenkt.

Vernetzung
Die Niveauregulierung hat eine langsamere Regeldynamik als die anderen hier diskutierten Fahrwerksysteme und kann deshalb weitgehend als Einzelsystemfunktion realisiert werden. Die Vernetzung mit anderen Systemen erfolgt typischerweise hinsichtlich des Austauschs von Sensorsignalen, z.B. werden Höhenstandsdaten und deren Ableitung anderen Systemen zur Verfügung gestellt.

Schnittstelle und Regelung des Stellers
Ist die Niveauregulierung mittels einer Luftfederung realisiert, dann sind im Wesentlichen der Luftkompressor und die Ventile anzusteuern, die das Aufpumpen bzw. das Ablassen der Bälge schalten. Der Kompressor erhöht so lange den Druck in den Federbälgen, bis das gewünschte und über Höhenstandssensoren gemessene Niveau erreicht ist.

7.2.5 Sicherheitsanforderungen

Die Systeme im Antriebsstrang und Fahrwerk sind in besonderem Maße sicherheitsrelevant, weil eine Fehlfunktion ernste Auswirkungen auf Fahrer, Mitfahrer und andere Verkehrsteilnehmer haben kann. Die funktionale Sicherheit von programmierbaren elektronischen Systemen wird in internationalen Normen wie beispielsweise der IEC 61508 [11]geregelt.
IEC 61508 sieht vor, die Systeme in Abhängigkeit der Ausfallfolgen einem von vier so genannten *Safety Integrity Level* kurz SIL zuzuweisen. Ein Ausfall der Systeme der Stufe SIL1 bzw. SIL4 hat die geringsten bzw. schwerwiegendsten Folgen, siehe **Tabelle 7-1**. Die Konkretisierung der Sicherheitsstufen hinsichtlich Unfallfolgen und maximaler, gerade noch tolerierbarer Ausfallrate (pro Stunde oder pro Benutzung) sind in industriespezifischen Unternormen geregelt. Für Fahrzeuganwendungen erfolgt die Detaillierung nach dem so genannten ASIL-Standard.
Für technische Systeme im Einzelkraftfahrzeug werden Wahrscheinlichkeiten für sicherheitsrelevante Ausfälle von kleiner als 10^{-8} bis 10^{-5} pro Stunde gefordert. **Tabelle 7-1** zeigt die Einteilung der Systeme entsprechend ihrer Schadenswirkung in die verschiedenen SIL-Stufen und die daraus resultierenden Anforderungen an die Ausfallwahrscheinlichkeit.
Systeme in Antriebstrang, Lenkung und Fahrwerk haben häufig eine Einstufung in die Stufen SIL2 und SIL3.

Tabelle 7-1: Einteilung der Systeme nach Schadenswirkung und daraus resultierende Anforderung an die Ausfallwahrscheinlichkeit [11]

SIL Level	Probability of Failure on Demand	Probability of dangerous Failure per Hour	Probability of Dangerous Failure per Year	Schaden
	Fehler pro Benutzung	Fehler pro Stunde	Fehler pro Jahr	
SIL 1	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	$\geq 10^{-6} - 10^{-5}$	$\geq 10^{-2} - 10^{-1}$	Verletzungen
SIL 2	$\geq 10^{-3} - 10^{-2}$	$\geq 10^{-7} - 10^{-6}$	$\geq 10^{-3} - 10^{-2}$	Tod eines Unfallopfers
SIL 3	$\geq 10^{-4} - 10^{-3}$	$\geq 10^{-8} - 10^{-7}$	$\geq 10^{-4} - 10^{-3}$	Tod weniger Unfallopfer
SIL 4	$\geq 10^{-5} - 10^{-4}$	$\geq 10^{-9} - 10^{-8}$	$\geq 10^{-5} - 10^{-4}$	Katastrophe

Fehlfunktionen können in verschiedenen Komponenten des Systems auftreten: Aktuatorik, Sensorik, Signalübertragung, Elektronik-Hardware und Software. Wird ein Fehler erkannt, dann wird das System in einen sicheren Zustand gebracht (*fail safe*, *fail silent*, *fail operational*). Beispiele für die Eigendiagnose des Steuergerätes sind:

Sensorik
Ein Signal wird typischerweise daraufhin überprüft, ob der Signalwert innerhalb des spezifizierten Signalbereichs liegt, ob die zeitliche Ableitung (Gradient) nicht zu hoch ist und ob das Sensorsignal noch ein gewisses Rauschen aufweist. Die Abwesenheit jeglichen Rauschens kann je nach Sensor als Defekt interpretiert werden. Die Vernetzung bietet darüber hinaus die Möglichkeit, Sensorsignale modellbasiert mit anderen am Fahrzeug gemessenen Größen zu vergleichen.

Elektronik-Hardware
Die Eingänge und Ausgänge (Leistungsendstufen) des Steuergerätes unterliegen einer permanenten Diagnose, indem z.B. der Spannungsbereich von eingelesenen Sensorsignalen mit dem definierten Wertebereich oder die Größe der Steuerströme mit deren Sollwerten verglichen wird.
Ein Defekt des Mikrocontrollers lässt sich erkennen, wenn man die CPU oder den gesamten Mikrocontroller doppelt ausführt. Dabei wird dasselbe Programm auf beiden Mikrocontrollern gerechnet und die Ergebnisse verglichen.
Die Korrektheit des Programmspeichers wird durch regelmäßiges Berechnen von sogenannten Checksummen geprüft. Der Rechenspeicher (RAM) wird durch zyklisches Beschreiben und Auslesen geprüft.

Software
Die Korrektheit der Software an sich ist im Rahmen der Entwicklung abzusichern. Dies geschieht in der Regel durch umfangreiche Analysen und Tests.
Die Analysen umfassen so genannte statische, durch Tools unterstützte Codetests und Programmreviews. Die Tests umfassen Modultest (z.B. durch offline Software-in-the-Loop-Test), und Integrationstest (z.B. durch real-time Hardware-in-the-Loop-Test) sowie Fahrversuch und Felderprobung.

7.2.6 Bussysteme

7.2.6.1 CAN-Bus

Standard für den Datenaustausch zwischen den Steuergeräten im Antriebsstrang und Fahrwerk ist heute der CAN-Bus. Im Bereich Antrieb/Fahrwerk werden bis zu 100 Botschaften mit etwa 800 Einzelinformationen über den Bus ausgetauscht. Dabei sind im Pkw-Bereich Übertragungsraten von 500 kBit/s bis 1 MBit/s üblich. Diese Bandbreite reicht aber heute in Oberklassefahrzeugen häufig nicht mehr aus, um die Kommunikation in der Domäne Antrieb und Fahrwerk abzuwickeln. Deshalb werden zunehmend Subdomänen mit separatem Bus eingeführt. Heute findet man in Oberklassefahrzeugen bis zu neun CAN-Busse, die über so genannte Gateways miteinander verbunden sind. Der CAN-Bus ist ein nicht deterministischer Bus, bei dem der Buszugriff durch die einzelnen Busteilnehmer in einem so genannten Wettkampfverfahren entschieden wird.
Ein Vorteil ist, dass neue Busteilnehmer zu dem Verbund einfach hinzugefügt werden können. Der Nachteil ist, dass die Übertragung einer bestimmten Information über den Bus innerhalb einer definierten Zeit nicht garantiert werden kann. Wenn hoch priorisierte Nachrichten den Bus belegen, dann werden niedriger priorisierte Botschaften zurückgestellt. Das ist besonders dann eine Einschränkung, wenn sicherheitsrelevante Signale (z.B. Lenkwinkel oder Gierrate) in sehr dynamischen Fahrmanövern (z.B. doppelter Spurwechsel) übertragen werden.

7.2.6.2 FlexRay

Die dynamische Busallokation im Hinblick auf die Übertragung sicherheitskritischer Daten und die beschränkte Bandbreite des CAN führten zur Forderung eines zeitlich deterministischen Busses mit höherer Bandbreite. Gegen mehrere Alternativen hat sich dafür der Bus FlexRay durchgesetzt [12] Ein Konsortium aus Fahrzeugherstellern und Zulieferern entwickelt sowohl den Standard als auch die Soft- und Hardware für die Bustreiber. Die erste Serienanwendung findet der FlexRay im Fahrwerk.

7.3 Systemvernetzung

Die elektronische Vernetzung der Systeme hat drei Hauptaspekte:

- **Erstens** ermöglicht die Vernetzung die fahrzeugweite Nutzung von Sensorsignalen. Z.B. werden die Raddrehzahlen vom Bremsensteuergerät erfasst und über den Fahrzeugbus allen anderen Systemen zur Verfügung gestellt.
- **Zweitens** gestattet die Vernetzung die Realisierung von Zusatzfunktionalität, die die Einzelsysteme nicht bieten können. So kann beispielsweise bei einer Vollbremsung auf µ-Split ein automatischer Lenkungseingriff ein Schrägziehen des Fahrzeugs verhindern. Oder die Vernetzung von Allrad-Verteilergetriebe und aktivem Hinterachsgetriebe kann das Antriebsmoment weitgehend radindividuell verteilen (Torque Vectoring).
- **Drittens** hilft die Vernetzung unerwünschte Systemwechselwirkungen zu vermeiden. So wird beispielsweise während eines ESP-Eingriffs eine Differenzialsperre geöffnet, um die Regelung des Radschlupfes zu vereinfachen.

Fahrwerksysteme zeichnen sich, z.B. gemessen an der Anzahl ausgetauschter Signale, durch einen besonders hohen Vernetzungsgrad aus. Das gilt insbesondere, wenn man die Vernetzung mit dem Antriebsstrang einbezieht. Die Vernetzung ist heute stark dezentral organisiert, siehe Abschnitt 7.4.1. Eine Darstellung der Systemvernetzung im Fahrwerk muss deshalb beispielhaft bleiben. Exemplarisch wird hier die vernetzte Fahrdynamikregelung, der vernetzte Allradantrieb und das Vertikaldynamikmanagement behandelt [13, 14, 15]

7.3.1 Fahrdynamikregelung

Eine Aufgabe der Fahrdynamikreglung (FDR) ist die Stabilisierung des Fahrzeugs in fahrdynamisch schwierigen Situationen (Übersteuern, Untersteuern), die sich durch ein weitgehend ausgeschöpftes Seitenkraftpotenzial auszeichnen. Wenn das Fahrzeug auch mit den Stabilisierungseingriffen nicht auf der vom Fahrer gewünschten Spur gehalten werden kann, dann soll zumindest ein Schleudern verhindert werden. Dadurch wird der Seitenaufprall vermieden, der meist wegen der fehlenden Knautschzone schwerwiegendere Unfallfolgen als der Frontalaufprall hat.
Die **Bilder 2-137** und **7-17** zeigen die grobe Struktur der Fahrdynamikregelung. Der Abschnitt 3.3.7.3, Funktionen des elektronischen Bremssystems, gibt eine Beschreibung der Fahrzeugstabilisierung mit dem ESP. Basis der Serienlösungen ist, dass Soll- und Ist-Gierrate verglichen werden. Die Soll-Gierrate wird dabei typischerweise über das Einspurmodell berechnet, s. Abschnitt 2.5.3. Das Einspurmodel stimmt mit dem Fahrzeugverhalten im linearen Be-

reich des Reifens und damit auf Hochreibwert etwa bis zu einer Querbeschleunigung von 3,5 m/s^2 sehr gut überein. Im normalen Fahrbetrieb treten höhere Querbeschleunigungen nur mit einem sehr geringen Anteil auf (<5%). Dreht das Fahrzeug schneller/ langsamer als über das Einspurmodell berechnet, dann ist das Fahrzeug übersteuernder/untersteuernder als das Einspurmodell. Für Definitionen der Begriffe Übersteuern und Untersteuern siehe Abschnitt 2.5.3.2, Einfache Betrachtung der Fahrdynamik.

Ergänzend zur Gierratenregelung wird in der Serie die Regelung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit ($\dot{\beta}$) verwendet. Diese kann näherungsweise aus Gierrate ($\dot{\psi}$) und Querbeschleunigung (a_y) berechnet werden.

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \tag{7.2}$$

Auch die Regelung des Schwimmwinkels kommt zur Anwendung. Aber die Schwimmwinkelregelung wird dadurch erschwert, dass der Schwimmwinkel nicht direkt gemessen werden kann. Die Berechnung des Schwimmwinkels, z.B. aus der Schwimmwinkelgeschwindigkeit, impliziert eine Integration. Diese hat den Nachteil, dass sich auch kleine Fehler in der Schwimmwinkelgeschwindigkeit aufintegrieren.

Die bremsenbasierte Fahrdynamikregelung nutzt den Bremsschlupf, um über die Reifenlängskräfte und damit mittelbar über die Reifenquerkräfte die Gierrate des Fahrzeugs zu beeinflussen. Das Fahrzeug muss zur Stabilisierung nicht in allen Situationen gleich abgebremst werden. So nutzt das Torque Vectoring die flexible Verteilung des Antriebsmoments auf die Räder, um die Fahrdynamik zu beeinflussen.

Erweitert man den radindividuellen Bremseingriff und die variable Antriebsmomentverteilung um Überlagerungslenkung, aktive Achskinematik und aktives Fahrwerk, dann können Größe und Richtung der Kraftvektoren an den Rädern noch flexibler und individueller vorgegeben und eingeregelt werden. Eine neue Art von Fahrdynamikregelung wird so möglich. Durch die fahrsituationsabhängige Verteilung des Eingriffs auf die verschiedenen Systeme kann der Eingriff effizienter, schneller und komfortabler sein:

1. Der Eingriff ist schneller, da mit der Überlagerungslenkung sehr dynamisch korrigiert werden kann.
2. Der Eingriff kann komfortabler sein, da ein Eingriff mittels Lenkung, Antriebsmomentverteilung oder Fahrwerksysteme im Vergleich zum Bremseneingriff meist weniger spürbar ist.
3. Der Eingriff kann effizienter sein, da durch die Erhöhung der Radaufstandskraft an dem abzubremsenden Rad der Bremseingriff noch stärker sein kann. Auch lässt sich der Bremseingriff stärker applizieren, weil die Überlagerungslenkung bei μ-Split-Bremsungen den Fahrer vom notwendigen Gegenlenken entlastet.

Typischerweise wird für die Fahrdynamikregelung eine Kombination aus Gierraten- und Schwimmwinkelregelung verwendet. Je höher der Schwimmwinkel ist und je zuverlässiger er in der aktuellen Fahrsituation geschätzt werden kann, desto höher wird er in der Regelung gewichtet. Ergebnis der Regelung ist ein stabilisierendes Giermoment. Die Erzeugung dieses Giermoments wird mittels eines Arbitrierers auf die verschiedenen Antriebsstrang- und Fahrwerksysteme aufgeteilt (**Bild 7-17**).

Die Verteilung des Fahrdynamikeingriffs auf die verschiedenen Fahrwerk- und Antriebssysteme hängt insbesondere von der Dynamik der jeweiligen Systeme ab. Die Dynamik ist wiederum stark abhängig von der genauen hydraulischen oder elektromechanischen Realisierung des Aggregats. **Bild 7-14** zeigt einige typische Eingriffszeiten. Vergleiche auch **Bild 3-263** zu Schaltzeiten der variablen Dämpfer. Die weniger dynamischen Systeme werden benutzt, um das Fahrzeug entsprechend der Fahrsituation, den Straßenverhältnissen (z.B. Reibwert) und dem Fahrertyp hinsichtlich Über- und Untersteuertendenz zu „trimmen". Die dynamischeren Systeme werden genutzt, um das Fahrzeug schnell zu stabilisieren, sobald ein überraschendes über- oder untersteuerndes Verhalten erkannt wird.

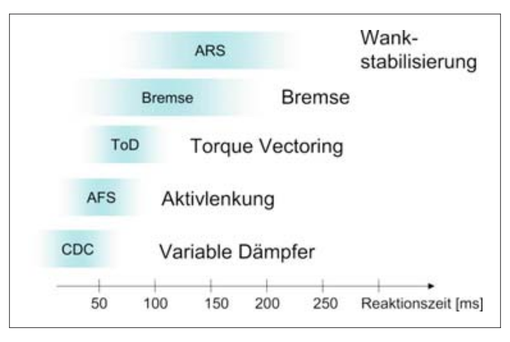


Bild 7-14: Typische Zeitkonstanten für die Eingriffsdynamik von Fahrwerksystemen

Bremse

Wird übersteuerndes (untersteuerndes) Fahrzeugverhalten erkannt, dann werden die Räder an der kurvenäußeren (kurveninneren) Fahrzeugseite abgebremst. Der größte Bremsschlupf wird dabei typischerweise am Vorderrad (Hinterrad) eingestellt. Auf diese Weise wird ein korrigierendes Giermoment erzeugt.

Torque Vectoring

Bei übersteuerndem (untersteuerndem) Verhalten wird das Antriebsmoment durch das Torque-on-Demand-Verteilergetriebe verstärkt an die Vorderachse (Hinterachse) geleitet, um durch den Antriebs-

schlupf die Seitenführungsfähigkeit der Hinterachse (Vorderachse) zu stärken (schwächen). Die Quermomentverteilung des aktiven Achsgetriebes leitet das Moment an das innere (äußere) Hinterrad, um ein entgegen wirkendes (zusätzliches) Giermoment aufzubauen.

Aktives Fahrwerk
Droht übersteuerndes (untersteuerndes) Verhalten, dann wird die Wankabstützung verstärkt über die Vorderachse (Hinterachse) aufgebracht. Auf diese Art wird wegen der nichtlinearen Reifenkennfelder die Seitenführungsfähigkeit der Vorderachse (Hinterachse) reduziert.
In einer Übersteuersituation können die variablen Dämpfer das kurvenäußere Vorderrad maximal dämpfen, um ein Eintauchen des Fahrzeugs zu verhindern. Ferner wird der dynamische Beitrag der Dämpfer zur Verteilung der Wankabstützung wie oben beschrieben angepasst.

Aktivlenkung
Bei übersteuerndem Verhalten greift die Überlagerungslenkung ein, um durch Reduzierung des Radlenkwinkels die Gierrate abzubauen. Grundsätzlich könnte man bei untersteuerndem Verhalten weiter einlenken, um die Gierrate zu erhöhen. Allerdings ist in Untersteuersituationen das Reifenkraftpotenzial an der Vorderachse ohnehin weitgehend ausgenutzt, so dass ein weiteres Einlenken wegen der degressiven Reifenkennlinie nicht Ziel führend ist.

7.3.2 Torque Vectoring

Die im vorangegangenen Abschnitt beschriebene Fahrdynamikregelung dient primär der Fahrzeugstabilisierung. Die aktiven Fahrwerksysteme können aber auch im Rahmen einer Vorsteuerung genutzt werden, um den Fahrzeugcharakter in gewissen Grenzen zu modifizieren. Torque Vectoring ist die Verteilung des Antriebs- und Bremsmoments mittels Verteilergetriebe, Achsgetriebe und Bremse unter dem Gesichtspunkt der entstehenden Reifenkraftvektoren. Die Verteilung erfolgt z.B. in Abhängigkeit des Fahrertyps. Für ein sportliches, agiles Fahrverhalten werden die Fahrwerksysteme synchronisiert so angesteuert, dass sich ein sehr gierfreudiges Fahrzeug ergibt. Für ein sicherheitsorientiertes Fahrverhalten werden die Reifenkraftvektoren so eingestellt, dass ein maximales Seitenkraftpotenzial verbleibt.

Optimierte Sicherheitsreserve
Vorausgesetzt sei eine stationäre Kreisfahrt mit gegebenem Radius und Geschwindigkeit. Wird das Antriebsmoment mittels offener Differenziale verteilt, dann ist wegen der geringen Radlast am kurveninneren Vorderrad dort ein hoher Reibwert notwendig. Gerät das Fahrzeug auf niedrigen Reibwert, dann wird dieses Rad als erstes Traktion und Seitenführung verlieren.
Dieses kurveninnere Rad kann entlastet werden, indem das Torque-on-Demand-Verteilergetriebe und das Torque Vectoring Achsgetriebe das Antriebsmoment ausschließlich an das kurvenäußere Hinterrad leitet. Das durch diese extreme Antriebsmomentverteilung entstehende Giermoment erlaubt eine signifikante Reduzierung des Lenkwinkels. Allerdings ist jetzt der erforderliche Reibwert an diesem Hinterrad relativ groß. Eine hinsichtlich Sicherheitsreserve optimierte Antriebsmomentverteilung wählt eine Mischung aus asymmetrischer Antriebsmomentverteilung und mittlerem Lenkwinkelbedarf.

Agilitätssteigerung
Durch die Erweiterung des Torque Vectoring um aktive Wankstabilisierung und Aktivlenkung ergeben sich weitere Möglichkeiten. Im Folgenden werden beispielhafte Eingriffe für ein agiles Einlenkverhalten dargestellt (**Bild 7-15**).

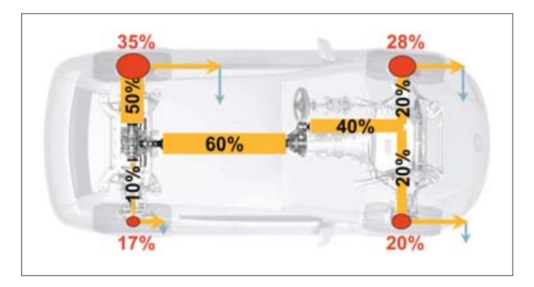


Bild 7-15: Verteilter, fahrdynamischer Eingriff für ein sportliches Einlenken in die Kurve; das Antriebsmoment wird verstärkt an die Hinterachse und dort verstärkt an das kurvenäußere Hinterrad geleitet

Das Abtriebsmoment wird durch das Torque-on-Demand-Verteilergetriebe im Verhältnis 40 : 60 auf Vorder- und Hinterachse verteilt. Die aktive Quermomentverteilung im Achsgetriebe leitet über 80% des Hinterachsmoments auf das kurvenäußere Hinterrad, um ein zusätzliches, das Fahrzeug eindrehendes Giermoment zu erzielen. Damit das große Antriebsmoment an dem kurvenäußeren Hinterrad auch tatsächlich ohne Durchdrehen übertragen werden kann, stützt das aktive Fahrwerk im Rahmen der Wankstabilisierung das Wankmoment zu 70% über die Hinterachse und nur zu 30% über die Vorderachse ab und erreicht so eine hohe Radlast an diesem Rad.
Um das schnelle Eindrehen in die Kurve zu unterstützen, werden mittels Überlagerungslenkung, Hinterachslenkung oder aktiver Achskinematik die Räder im Sinne eines Lenkwinkelvorhaltes vorübergehend um etwa ein Grad weiter eingelenkt und so die Reifenquerkräfte optimal eingestellt.

7.3.3 Vertikaldynamikmanagement

Das Vertikaldynamikmanagement wird am Beispiel der Vernetzung der variablen Dämpfer und der aktiven Wankstabilisierung dargestellt. Sie erlaubt eine optimale Kombination der Systeme hinsichtlich

- Vertikaldämpfung und
- Wankdämpfung.

Dämpfung
Sind in einem Fahrzeug sowohl variable Dämpfer als auch ein aktiver Stabilisator vorhanden, so sind für eine optimale Dämpfung beide Systeme zu berücksichtigen. Wie schon in Abschnitt 7.2.4.1 diskutiert, muss z.B. für eine Sky-Hook-Regelung der dämpfende Anteil des Wankstabilisators abgeschätzt und bei der Berechnung der variablen Dämpfung berücksichtigt werden.

Wankstabilisierung
Die Wankdämpfung der variablen Dämpfung ist sehr schnell. Sie ist aber nur dynamisch möglich. Der Wankausgleich des aktiven Stabilisators funktioniert zwar auch stationär, aber die Dynamik der Wankstabilisierung ist geringer als die Dynamik der variablen Dämpfer. Die funktionale Vernetzung kombiniert nun die Vorteile beider Systeme, nämlich die schnelle Dynamik der variablen Dämpfer mit der Möglichkeit zum vollständigen, stationären Wankwinkel.

Verteilung der Wankabstützung auf die Vorderachse und Hinterachse
Sowohl die aktiven Stabilisatoren als auch die variablen Dämpfer tragen zur Wankstabilisierung bei. Wird die Wankabstützung für einen fahrdynamischen Eingriff verstärkt von der Hinter- auf die Vorderachse verlagert, dann ist die dynamische Wankabstützung der variablen Dämpfer entsprechend anzupassen.

7.4 Funktionsintegration

Die Integration der verschiedenen Fahrdynamikregelsysteme zu einem stimmigen und leistungsfähigen Systemverbund ist aus mindestens drei Gesichtspunkten eine Herausforderung:

1. Die Wirkungen der verschiedenen Fahrwerksysteme überlappen sich. So müssen die Stabilisierungseingriffe von Bremse und Überlagerungslenkung genau aufeinander abgestimmt sein, um eine unerwünschte Wechselwirkung der Regler auszuschließen.
2. Die meisten Systeme sind für mehrere Funktionen wirksam. So ist die Überlagerungslenkung sowohl in die Funktion variable Lenkübersetzung wie auch in die Funktion Fahrzeugstabilisierung eingebunden. Der Zugriff der verschiedenen Funktionen auf den Steller muss koordiniert werden.
3. Die Entwicklung und Absicherung des gesamten funktionalen Systemverbundes ist auf Grund der Vielzahl an beteiligten Zulieferern, Abteilungen und Entwicklern sehr komplex.

7.4.1 Architektur

Es gibt mehrere Ansätze für die Funktionsarchitektur. In der Vergangenheit waren die einzelnen Systeme weitgehend autark und autonom. In Zukunft werden die Vielzahl der aktiven Systeme durch Standardisierung und Systemsynergien zu einer engeren Verzahnung der Systeme führen. Als eindeutiger Trend zeichnet sich dabei die Strukturierung in so genannte Domänen ab. Das heißt, dass jeweils Aggregate, die zur Längs-, Quer- oder Vertikaldynamik beitragen, in einer Domäne funktional zusammengefasst werden. Exemplarisch seien drei Paradigmen zur Architektur vorgestellt (s. Abschnitt 2.7.4).

Friedliche Koexistenz
Die ersten Vernetzungen im Fahrwerk basierten primär auf dem Austausch von Systemzuständen und Sensordaten. Die Funktionen waren im Wesentlichen den einzelnen Aggregaten zugeordnet. Es gab wenige übergreifende Funktionen. Durch die Applikation wurde sichergestellt, dass die Funktionen sich nicht gegenseitig beeinflussen (**Bild 7-16**). So konnten z.B. variable Dämpfung und aktive Wankstabilisierung als autonome Systeme ohne funktionale Kopplung implementiert werden, obwohl beide an der Dämpfung beteiligt sind.

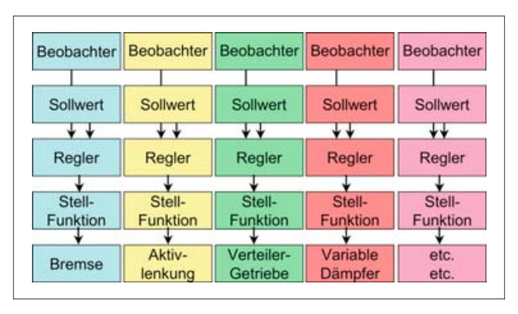


Bild 7-16: Architekturansatz „friedliche Koexistenz“.

Der Vorteil des Ansatzes „friedliche Koexistenz“ war, dass die Entwicklung der Funktionen bis zu einem gewissen Grade unabhängig voneinander durchgeführt werden konnte. Die Nachteile waren, dass die Applikation der Funktionen wegen der zahlreichen Fahrzeugvarianten und Kombinationen von Sonderausstattungen aufwändig war und dass die Synergien der Systeme nicht optimal genutzt wurden.

Kooperative Koexistenz
Auch bei der kooperativen Koexistenz sind die Systeme auch noch weitgehend autonom. Funktionale Synergien der verschiedenen Systeme werden aber dadurch genutzt, dass die Systeme gegenseitig Unterstützung anfordern und gewähren können. So kann z.B. das ESP bei den variablen Dämpfern eine Unterstützung in Form von optimierten Radaufstandskräften anfordern, die die Stabilisierung in einer speziellen Fahrsituation begünstigen.
Die Kooperation wie auch die kooperative Koexistenz haben den Nachteil, dass die Applikation der Parameter sehr aufwändig ist. Das wird dadurch verschärft, dass Motor-, Fahrzeug- und Fahrwerkvarianten zusammen mit den möglichen Kombinationen an Sonderausstattungen zu einer kaum handhabbaren Gesamtvariantenzahl aufsummieren. Die Parametrisierung jeder Variante muss letztendlich überprüft und freigegeben werden. Ändert sich die Parametrisierung eines Aggregates, dann muss der Freigabeprozess ggf. für den gesamten Systemverbund neu durchlaufen werden. Ferner ist die Übertragung der Parametrisierung auf andere Baureihen oder neue Fahrzeuge ebenfalls aufwändig, weil die Fahrzeugparameter an vielen Stellen im Systemverbund abgelegt sind.

Zentralregler
Der Zentralregler hat zwei wesentliche Vorteile. Zum einen verspricht man sich von einem Zentralregler eine vereinfachte Abstimmung der zahlreichen Varianten, da der Zentralregler modelbasiert arbeitet und daher weniger Applikationsparameter notwendig sind und die Applikationsparameter zentral und nicht über viele Steuergeräte verteilt abgelegt sind. Zum anderen sind die Synergien der verschieden Antriebs- und Fahrwerksysteme von einem zentralen Fahrdynamikregler noch besser realisierbar, weil die Eingriffe aller Aggregate aus einer Zustandserkennung heraus synchronisiert stattfinden, die Regeleingriffe nicht gegeneinander arbeiten und die Regler sich nicht aufschwingen.
Der Vorteil eines Zentralreglers ist, dass der Regeleingriff in Abhängigkeit der Fahrsituation, der Stellreserven und der Stelldynamik der verschiedenen Aggregate verteilt werden kann (**Bild 7-17**).
Die Verteilung des Regeleingriffs kann z.B. das Ziel verfolgen, den Leistungsbedarf zu minimieren oder für das Fahrzeug in Summe eine möglichst große Haftreserve an den Rädern zu behalten. Die Verteilung des Regeleingriffs kann beispielsweise mittels eines in Echtzeit arbeitenden Optimierungsalgorithmus erfolgen. Die Randbedingung für die Optimierung sind die Stellgrenzen und die Stelldynamik. Ergebnis der Optimierung ist die Höhe der verschiedenen Stelleingriffe.

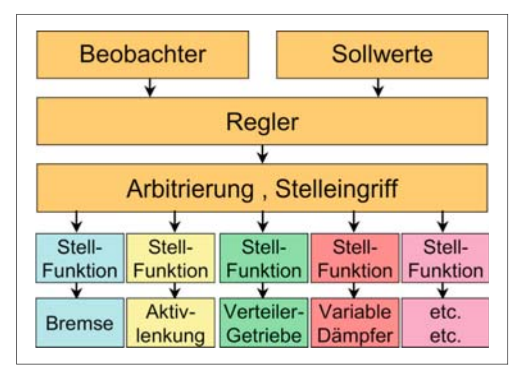


Bild 7-17: Architekturansatz „Zentralregler".

7.4.2 Standardschnittstellen

Neben der Standardisierung der Architektur ist für die effiziente Wiederverwendbarkeit der Funktionsmodule die Standardisierung der Schnittstellen notwendig. Wesentliche Vorteile versprechen sich Fahrzeughersteller bzw. Zulieferer dadurch, dass die Schnittstellen dann nicht projektspezifisch mit jedem Lieferanten bzw. Kunden neu definiert werden müssen. Ferner wird es dann einfacher, bereits betriebsbewährte Module einzubinden und damit eine Verbesserung der Qualität zu erreichen. Speziell zur Integration der Antriebs- und Fahrwerksaggregate wurden in der Vergangenheit verschiedene Ansätze veröffentlicht: Integrated Chassis Management (ICM) [16] Global Chassis Control (GCC) [17] Integrated Chassis Control (ICC). Über das Fahrwerk hinaus betrachtet Cartronic und AUTOSAR [15]das Gesamtfahrzeug.
Im Rahmen des AUTOSAR Konsortiums haben sich die wesentlichen Fahrzeughersteller und Zulieferer zusammengeschlossen, um Software-Module und deren Schnittstellen zu standardisieren. **Bild 7-18** zeigt den Modularisierungsansatz mit den „low-level"-Modulen (hardwarenah) und den „high-level"-Modulen (Systemfunktionen). Das Fahrwerk ist dabei nur ein Teilbereich der Standardisierungsbemühungen.
Die Definition der Schnittstellen umfasst Signalart, Wertebereich, Auflösung, Signalaktualisierung-Zeit und ggf. Berechnungsvorschrift. Die Standardisierungsbemühungen werden es den Fahrzeugherstellern auch erleichtern, die verschiedenen Module eines Steuergerätes von unterschiedlichen Lieferanten zu beziehen und mit fahrdynamikbestimmenden, selbst entwickelten Modulen einfach zu integrieren.

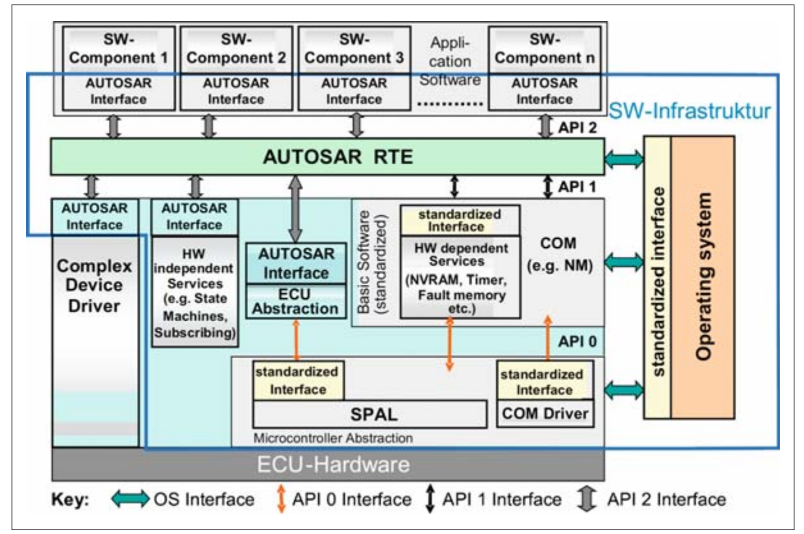


Bild 7-18:
Architektur nach Autosar

7.4.3 Intelligente Steller

Ein Kernelement der Funktionsarchitektur sind die „intelligenten Steller“ [18] Diese erlauben eine klare funktionale Trennung der Betriebsstrategie von der Stellfunktion des Aggregates. Die Betriebsstrategie gibt den Stellbefehl an den „intelligenten Steller“. Dessen Hauptaufgabe ist die möglichst präzise Umsetzung des Stellbefehls durch Ausregeln von Störgrößen und Toleranzen etc.
Dadurch wird eine sehr einfache, nur wenige Größen umfassende Schnittstelle zwischen Betriebsstrategie und Steller möglich.
Insbesondere meldet der „intelligente Steller“ die Umsetzung des Stellbefehls und die Stellreserve an die Betriebsstrategie zurück. Dies erlaubt der Betriebsstrategie bei Erreichen einer Stellgrenze, den Sollzustand ggf. mittels anderer Aggregate doch noch zu erreichen. Wird das Wirkprinzip eines intelligenten Stellers geändert (z.B. elektromechanisch statt hydraulisch), dann bleibt im Idealfall die Schnittstelle gleich und die höheren Funktionsebenen müssen nicht aufwändig angepasst werden.

7.5 Simulation Fahrwerkregelsysteme

Die Simulation ist ein wichtiger Baustein bei der Entwicklung der Betriebs- und Regelstrategien von Fahrwerksystemen und beim Test der vernetzen Funktionen. Die Simulation hat dabei mehrere Vorteile:

- Die Simulation kann schon in sehr frühen Projektphasen genutzt werden, wenn noch keine Versuchsfahrzeuge zur Verfügung stehen.
- Simulationen sind reproduzierbar. Im Fahrversuch ist es dagegen schwerer, immer wieder die identischen Randbedingungen zu gewährleisten.
- Die Simulation kommt ohne die kostenintensiven Versuchsträger und Fahrversuche aus.
- In der Simulation können sicherheitskritische Fahrmanöver beliebig oft wiederholt werden, ohne dass sich Testfahrer einer Gefahr aussetzen müssen.

7.5.1 Simulationsmodelle

Die Simulation der Fahrwerkregelsysteme erfordert meist eine Abbildung der Gesamtfahrzeugdynamik. Voraussetzung für eine aussagefähige Simulation ist ein hinreichend detailliertes Fahrzeugmodell, das die zu untersuchenden Effekte genau genug abbildet. Die Modellierung des Gesamtfahrzeugs wird je nach den zu untersuchenden Effekten schnell sehr komplex. Deshalb gilt auch für die Simulation der Fahrwerkregelsysteme die Prämisse „so einfach wie möglich, so detailliert wie nötig“. Zwar ist es gut möglich, einfache Gesamtfahrzeugmodelle mit einem einzigen Modellierungswerkzeug zu erstellen. Für die detaillierte Abbildung von Fahrwerk, Antriebstrang und Regelung kommen aber häufig verschiedene, jeweils spezialisierte Modellierungswerkzeuge zum Einsatz. Die verschiedenen Teilmodelle werden dann zu einem Gesamtfahrzeugmodell integriert (**Bild 7-19**).

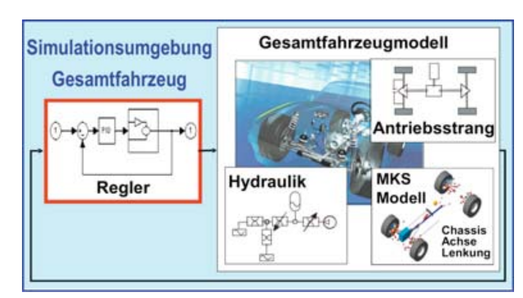


Bild 7-19: Simulationsumgebung Gesamtfahrzeug integriert aus Teilmodellen

Fahrwerk

Für Fahrdynamiksimulationen wird das Fahrwerk je nach Genauigkeitsanforderung entweder als detailliertes Mehrkörpermodell oder als vereinfachtes Kennfeldmodell abgebildet.

Die Abbildung der Achse als Mehrkörpermodell ist in dem Abschnitt 6.5.1, Virtuelle Simulation, beschrieben. Die einfacheren Kennfeldmodelle bilden z.B. die Spur und den Sturz als Funktion der Einfederung etc. ab. Der Vorteil der Kennfeldmodelle ist unter anderem, dass die Kennfelder auch im Versuch ermittelt werden können.

Antriebsstrang

Die Simulation der Fahrdynamik erfordert häufig auch die Modellierung des Antriebsstrangs. Denn die Fahrdynamik ist wesentlich durch die Radkräfte definiert, die über den Schlupf auch essentiell von den Antriebmomenten abhängen. Zur Modellierung des Antriebsstrangs sind Werkzeuge notwendig, die insbesondere die Übergänge zwischen Haften und Gleiten der Kupplungen im Antriebsstrang numerisch effizient abbilden können.

Steuerung und Regelung

Zur Modellierung der Steuerung und Regelung kommen so genannte CASE-Tools (*Computer Aided Software Engineering*) zum Einsatz. Dabei werden die Regelalgorithmen typischerweise mittels Blockschaltbildern und Zustandsautomaten graphisch programmiert. Aber auch Programmcode kann in das CASE-Modell integriert werden.

Die CASE-Tools decken mehrere Schritte der Entwicklungskette ab. Damit wird für die Funktions- und Reglerentwicklung eine durchgängige Prozesskette von der Simulation über das Rapid Prototyping bis hin zur Implementierung der Funktion auf einem Seriensteuergerät möglich:

Im ersten Schritt wird das CASE-Modell „offline“, d.h., ohne Echtzeitanforderung, auf einem Computer simuliert. Programmpakete wie Matlab/Simulink erlauben, die modellierte Funktion im Zusammenspiel mit dem Fahrzeugmodell zu testen, regelungstechnisch zu analysieren und Parameteroptimierungen durchzuführen.

Im zweiten Schritt wird das Reglermodell mittels Codegenerierung für das so genannte *Rapid Prototyping* genutzt. Dazu wird aus dem CASE-Modell automatisiert Programmcode für leistungsstarke Echtzeit-Prototypenrechner erzeugt. Dies erlaubt die in der Simulation optimierten Regler schnell und einfach im Fahrzeug zu testen und weiter zu entwickeln. Denn die zeitaufwändige Programmierung für einen speziellen Mikrocontroller mit begrenztem Speicher und geringer Rechenkapazität entfällt.

Zukünftig wird es im dritten Schritt auch zunehmend möglich sein, den hinsichtlich des Ressourcenverbrauchs (Speicher, Laufzeit) optimierten Programmcode für die Seriensteuergeräte direkt aus dem CASE-Modell zu generieren. So kann z.B. auch die spezielle, ressourcenoptimale Numerik für das Steuergerät schon in der Simulation untersucht, optimiert und durchgängig für das Steuergerät implementiert werden.

Fahrer

Der Nutzen von Fahrwerkregelsystemen kommt oft erst im fahrdynamischen Grenzbereich zum tragen. Ein typisches Beispiel dafür ist die Fahrzeugstabilisierung mit Fahrwerkregelsystemen. Zur Optimierung der Regelstrategien muss das Fahrverhalten bei komplexen Fahrmanövern wie dem doppelten Spurwechsel untersucht werden. Ein anderes Beispiel ist die Verbesserung von Rundenzeiten auf virtuellen Rennstrecken durch aktive Fahrwerksysteme. In beiden Fällen sind leistungsfähige, virtuelle Fahrer notwendig, die das Fahrzeug auch in kritischen Fahrmanövern realistisch lenken und sich an die Fahrsituation und den Systemeingriff adaptieren.

Modellintegration

Einfache Fahrzeugmodelle, deren Fahrwerk mittels Kennfeldern abgebildet ist, haben etwa 20 bis 30 Freiheitsgrade. Die komplexen Fahrzeugmodelle mit detailliert abgebildetem Fahrwerk und Antriebsstrang haben typischerweise zwischen 100 und 200 Freiheitsgrade. Werden bei den komplexen Modellen Fahrwerk, Antriebsstrang und Regelung mit verschieden Modellierungswerkzeugen abgebildet, dann müssen die verschiedenen Teilmodelle noch zu einem Gesamtfahrzeugmodell integriert werden.

Für die Integration der Teilmodelle gibt es verschiedene Alternativen:Eine Möglichkeit für die Integration der Teilmodelle besteht darin, eines der Modellierungswerkzeuge als Integrationsplattform zu verwenden und die Teilmodelle der anderen Werkzeuge dort (z.B. als C-Code) zu integrieren. Eine weitere Möglichkeit zur Gesamtfahrzeugsimulation ist die Co-Simulation, bei der verschiedene Simulationsprogramme gleichzeitig abgearbeitet werden und über eine Schnittstelle Daten austauschen. In beiden Fällen ist besonderes Augenmerk auf die numerische Stabilität der Gesamtsimulation zu legen.

7.5.2 Hardware-in-the-loop-Simulation

Die zunehmende Vernetzung stellt spezielle Anforderungen an die Absicherung der auf viele Steuergeräte verteilten Funktionen. Die Absicherung eines Steuergeräteverbundes umfasst neben den fahrdynamischen Funktionen auch Aspekte wie Bordnetzmanagement, Bordnetzstörungen, Buskommunikation, Fahrzeugzustandsmanagement, Diagnose und Flashverhalten. Solche Dienste sind ähnlich komplex wie die eigentlichen fahrdynamischen Funktionen und erfordern einen ebenso sorgfältigen und umfangreichen Test.
Die Absicherung ist ein unternehmensübergreifender Entwicklungsprozess. Der Test der Einzelsteuergeräte liegt meist bei den verschiedenen Zulieferern. Die Absicherung des gesamten Steuergeräteverbundes fällt dagegen in die Zuständigkeit des Fahrzeugherstellers. Hier eine vollständige Absicherung zu erreichen ist eine Herausforderung für Fahrzeughersteller und Zulieferer gleichermaßen. Dies gilt insbesondere für Antriebsstrang und Fahrwerk mit den besonders hohen Anforderungen an die Sicherheit der Steuergeräte und des Steuergeräteverbundes. Zur Absicherung werden neben dem Fahrversuch so genannte Hardware-in-the-Loop-Prüfstände genutzt. Man unterscheidet Komponentenprüfstände, bei denen nur ein einzelnes Steuergerät getestet wird, und Verbundprüfstände, bei denen ein ganzer Steuergeräteverbund getestet wird. Die unterschiedlichen Testziele von Komponenten- und Verbundprüfstand sind in **Bild 7-20** dargestellt.

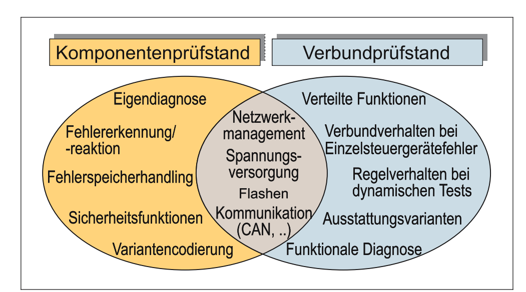


Bild 7-20: Hardware-in-the-Loop-Steuergerätetest: Testschwerpunkte an Komponenten- und Verbundprüfstand

Bei diesen Tests sind die Steuergeräte real vorhanden, das Gesamtfahrzeug ist simuliert. Die Ansteuerung der Aktuatoren durch die Steuergeräte wird vom Simulator erfasst, ausgewertet und als Input für das Fahrzeugmodell verwendet. Die daraus resultierende Fahrzeugreaktion wird wiederum mittels emulierter Sensorsignale an die Steuergeräteeingänge weitergegeben. So ist die Wirkkette, „the Loop“, vom Steuergeräteausgang über das Fahrzeugmodell wieder hin zum Steuergeräteeingang geschlossen (**Bild 7-21**).

Echtzeitfahrzeugmodell

Während zur Optimierung der Regelalgorithmen die Forderung nach hoher Modellgenauigkeit meist stärker als der Wunsch nach kurzen Simulationszeiten gewichtet wird, ist die Echtzeitfähigkeit notwendige Voraussetzung für die Verwendung am Hardware-in-the-Loop-Prüfstand (HiL). So genannte elastokinematische Kennfeldmodelle sind für die HiL-Anwendungen meist ausreichend. Im linearen Bereich werden fahrdynamische Größen exakt wiedergegeben. Im fahrdynamischen Grenzbereich werden Größen wie die Querbeschleunigung mit einer Genauigkeit von etwa 1 m/s² berechnet: Bei einer Vollbremsung aus 100 km/h mit Schlupfregeleingriffen kann der Bremsweg auf etwa 1 m genau simuliert werden. Diese Genauigkeit ist für die meisten Testziele ausreichend.

Testumgebung

Die optimale Gestaltung und Handhabung von Hardware-in-the-loop Simulatoren erfordert zahlreiche spezialisierte Softwarepakete. Nachfolgend sind einige Schwerpunkte wie z.B. Testautomatisierung und die entsprechenden Softwarepakete genannt.
Diese Programme haben in dem jeweiligen Anwendungsbereich einen relativ großen Verbreitungsgrad, sind aber natürlich nur als Beispiele zu verstehen:

- Integrationsplattform (z.B. Matlab/Simulink),
- Testautomatisierung (z.B. AutomationDesk),
- Bedienungssimulator (z.B. ControlDesk),
- Fahrzeugvisualisierung (z.B. MotionDesk),
- Busmonitor (z.B. Canalyser, FlexRay),



Bild 7-21: Reale und virtueller Komponente eines HiL-Prüfstands für vernetzte Steuergeräte

- Applikations-Tool,
- Diagnose-Tool,
- Fahrwerk-Modellierung (z.B. Simpack),
- Antriebsstrang-Modellierung (z.B. Dymola),
- Anforderungsmanagement (z.B. Doors).
- Testfall Verwaltung (z.B. Quality Center).

7.6 Mechatronische Fahrwerksysteme

Durch zukünftige aktive Fahrwerkregelsysteme ist eine Vielzahl an neuen Funktionen darstellbar, welche den Fahrer bei der Fahrzeugführung unterstützen können. In **Bild 7-22** sind mögliche Funktionen dargestellt und gemäß ihrer Domänenzugehörigkeit und dem Zeitpunkt der Markteinführung platziert [19] Die Funktionen sind nach ihrem Einsatzbereich farblich markiert. Betrachtet man den aktuellen Zeitraum, so sind hier vor allem Funktionen zu finden, welche durch ein aktives Brems- bzw. Vorderradlenkungssystem die aktive Sicherheit des Fahrzeugs erhöhen. Des Weiteren wird ersichtlich, dass die unterschiedlichen Fahrwerksysteme hochgradig miteinander vernetzt eingesetzt werden können und so neue Funktionen generiert werden. Dies bedeutet, dass für zukünftige Entwicklungen der Systemarchitektur und der Systemintegration eine bedeutende Rolle zugeschrieben werden muss. Daher werden im Folgenden aktive Fahrwerksysteme vorgestellt. Hierzu wird die bereits in Abschnitt 7.2.1 vorgestellte Unterteilung in die drei Domänen Längs-, Quer- und Vertikaldynamik verwendet. Weiterführende X-by-wire Konzepte werden im Abschnitt 7.7 behandelt.

7.6.1 Längsdynamiksysteme

Im Bereich der Längsdynamik wird neben den weit verbreiteten aktiven Bremssystemen die Fahrstabilität und Agilität zunehmend durch den Einsatz von aktiven Antriebsstrangelementen gesteigert. Beispielhafte Systeme werden in den folgenden Abschnitten vorgestellt.

7.6.1.1 Antriebssysteme

Im Bereich der aktiven Antriebssysteme sind unterschiedliche Konzepte hinsichtlich ihrer Wirkungsweise zu finden. Das von BMW eingesetzte System xDrive bietet die Möglichkeit das Antriebsmoment variabel zwischen Vorder- und Hinterachse aufzuteilen.
Im Gegensatz zum xDrive-System wird bei dem von Mitsubishi verwendeten *Active Yaw Control* (AYC) das Antriebsmoment variabel an der Hinterachse zwischen kurveninnerem und -äußerem Rad aufgeteilt [20] Die beiden Systeme werden im Folgenden kurz vorgestellt.

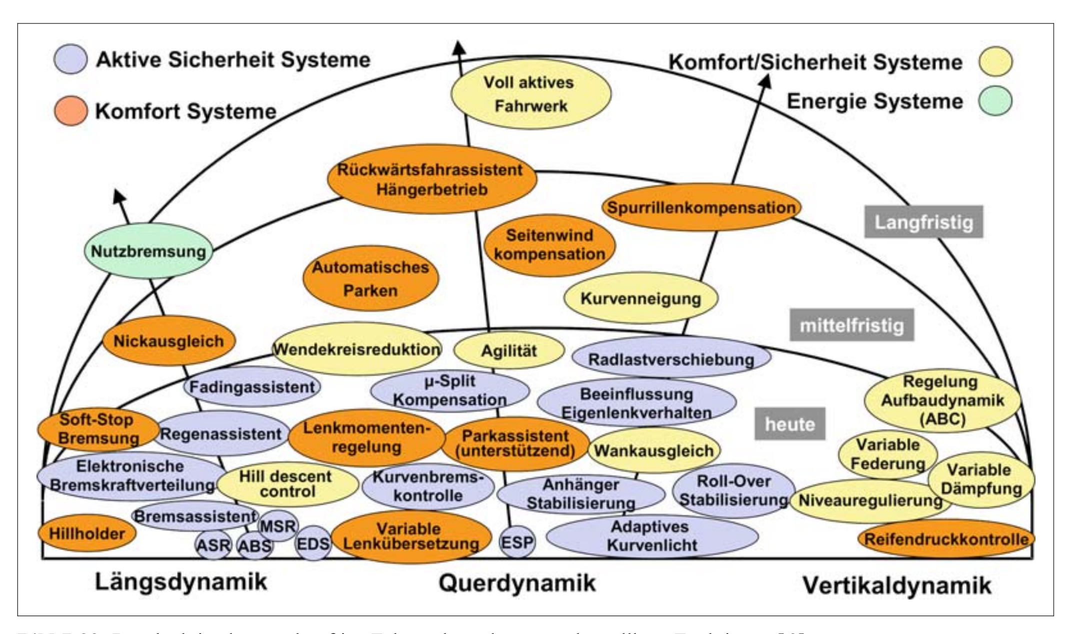


Bild 7-22: Durch aktive bzw. zukünftige Fahrwerkregelsysteme darstellbare Funktionen [19]

xDrive

Zentraler Bestandteil des xDrive-Antriebs ist das Verteilergetriebe, welches das Antriebsmoment des Motors bedarfsgerecht an Vorder- und Hinterachse verteilt (**Bild 7-23**).

Beim xDrive-Konzept existiert eine starre Hauptwelle zur Hinterachse, auf der die regelbare nasse Lamellenkupplung sitzt. Dort wird das Drehmoment stufenlos variabel zur Vorderachse geleitet. Somit kann im Bedarfsfall ein zusätzliches Antriebsmoment über die Vorderachse abgesetzt werden.

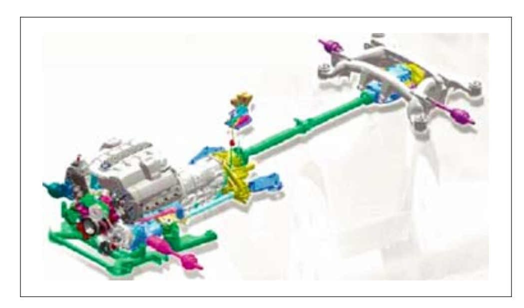


Bild 7-23: Antriebsarchitektur des xDrive-Systems am Beispiel des BMW X5 [21]

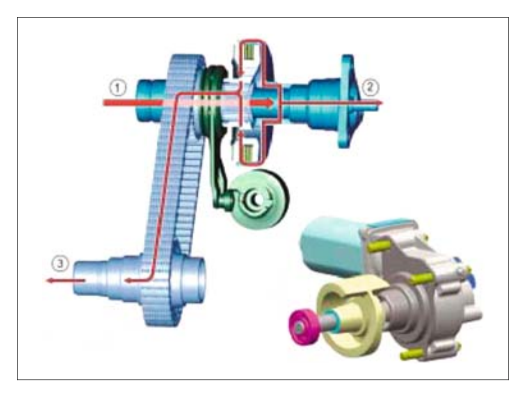


Bild 7-24: CAD-Modell des BMW X3-Verteilgetriebes [21]

Auf der Hauptwelle des Verteilergetriebes ist eine G-Rotor-Ölpumpe angeordnet, welche die Kühl- und Schmierölversorgung der Lamellenkupplung und der restlichen Komponenten sicherstellt (**Bild 7-24**).

Der Drehmomenttransfer zur Vorderachse erfolgt über eine Zahnlaschen-Wiegegelenkkette. Das Antriebsmoment wird im Verteilergetriebe von der Getriebeeingangswelle (1) im starren Durchtrieb zur Hinterachse geleitet (2), im Verzweigungspfad über die regelbare Kupplung zur Vorderachse (3). Das Aktuatormodul bedient über die Steuerscheibe den Spreizmechanismus mit Scherenhebel und Kugelrampensystem. Die erzeugte Axialkraft auf die Lamellenkupplung liefert das gewünschte Vorderachsmoment [21]. Während im Verteilergetriebe von X3, X5 ein Kettentrieb den Abtrieb zur Vorderachse übernimmt, kommt im 3er und 5er ein kompakteres Stirnradgetriebe mit Schrägverzahnung zum Einsatz (**Bild 7-25**). Das Antriebszahnrad der Hauptwelle steht in permanentem Eingriff mit einem Zwischenrad, das die Antriebsmomente auf das Antriebszahnrad der Nebenwelle überträgt. Die in Fahrtrichtung links zur Hauptwelle angeordnete Nebenwelle leitet das Antriebsmoment über die vordere Gelenkwelle an das Vorderachsgetriebe weiter [22].

Funktionen und Regelkonzept

Durch die variable Längsmomentenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse kann das System xDrive Einfluss auf das Eigenlenkverhalten und die Fahrdynamik des Fahrzeugs nehmen.

In einer untersteuernden Fahrsituation wird zuerst an der Vorderachse die Kraftschlussgrenze überschritten, d.h., der Schräglaufwinkel steigt an der Vorderachse an. Hieraus resultieren eine Abnahme des Schwimmwinkels und damit eine relative Verringerung des Schräglaufwinkels an der Hinterachse.

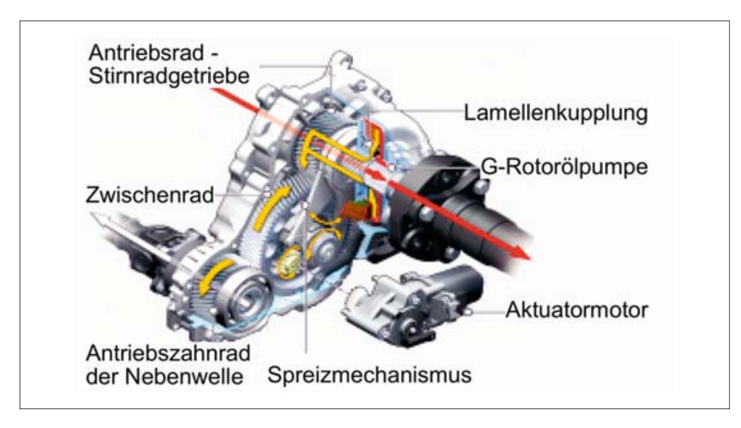


Bild 7-25: Aufbau Verteilergetriebe der 3er- und 5er-Baureihe [22]

Die zugehörige Seitenkraftabnahme an der Hinterachse führt zu einer Stabilisierung des Fahrzeuges auf einem größeren Bahnradius mit geringerer Querbeschleunigung. In dieser Situation kann durch eine Reduzierung des Antriebsmoments an der Vorderachse eine Steigerung des Seitenkraftpotenzials der Vorderachse erzielt werden. Daher überträgt das System xDrive in einer untersteuernden Fahrsituation bis zu 100% des Antriebsmoments über die Hinterachse [21]. Bei Erreichen der maximalen Querbeschleunigung wird beim übersteuernden Fahrzeug zuerst an der Hinterachse die Kraftschlussgrenze überschritten, d.h., der Schräglaufwinkel an der Hinterachse steigt unkontrolliert an. Wird in dieser Situation die übertragene Längskraft an der Hinterachse reduziert, so kann das Fahrzeug stabilisiert werden.

Neben der Beeinflussung der Querdynamik wird xDrive zur aktiven Traktionsregelung genutzt. Die regelbare Kupplung im Verteilergetriebe wird hierzu als Mittensperre genutzt. Im Bedarfsfall können somit beide Achsen starr verkoppelt werden.

Active Yaw Control (AYC)

Im Gegensatz zum xDrive-System setzt Mitsubishi in seinem Modell Lancer Evo IV bis IX eine aktive Antriebsmomentenverteilung (*Active Yaw Control*, AYC) ein, welche das Antriebsmoment zwischen kurveninnerem und kurvenäußerem Hinterrad verteilt. Bei diesem System ist eine Asymmetrie zwischen den beiden Rädern von bis zu 70:30 möglich.

Funktion

Beim Anbremsen einer Kurve, vor allem bei nasser oder welliger Fahrbahn, sperrt das aktive Mittendifferenzial, der größere Teil des Verzögerungsmomentes wird durch das Hinterachsdifferenzial auf das kurveninnere Hinterrad verschoben. Im Kurveneingang reduziert sich die Sperrwirkung des Mittendifferenzials in Abhängigkeit von Lenkwinkel und Fahrgeschwindigkeit, während das Antriebsmoment an der Hinterachse zum überwiegenden Teil dem kurvenäußeren Rad zugeteilt wird. Nähert sich das Fahrzeug dem Kurvenausgang, erhöht sich die Sperrwirkung des Mittendifferenzials in Abhängigkeit von der Beschleunigung wieder. Der größere Teil des Antriebsmomentes wird nun dem kurvenäußeren Hinterrad zugeschlagen, der resultierende Drehimpuls um die Hochachse reduziert die Untersteuerneigung beim Herhausbeschleunigen und sorgt für ein neutrales Kurvenverhalten.

Als Eingangsgrößen für das Steuergerät werden die folgenden Sensorsignale erfasst:

- Lenkradwinkel,
- Gaspedalstellung,
- Raddrehzahlen,
- Längs- und Querbeschleunigung.

Wie in **Bild 7-26** zu sehen, benötigt das Steuergerät neben den Sensorgrößen viele weitere Informationen.

Aufgrund der internen Übersetzung dreht die linke Kupplung langsamer als die rechte Antriebswelle. Daher transferiert die rechte Antriebswelle Moment in Richtung des Differenzials zur linken Antriebswellen, wenn die linke Kupplung schließt (**Bild 7-27**). Hieraus resultiert ein rechtsdrehendes Giermoment um die Fahrzeughochachse (**Bild 7-27**, mittig).

Mitsubishi Lancer Evo VIII hat die Weiterentwicklung des AYC mit der Bezeichnung Super-AYC vorangetrieben. Es besitzt die gleiche Funktionsweise. Durch die Verwendung eines Planetengetriebes als Differenzial kann das neue Differenzial im Super-AYC ein doppelt so hohes Antriebsmoment zwischen den Hinterrädern übertragen als das AYC-System (**Bild 7 -28**).

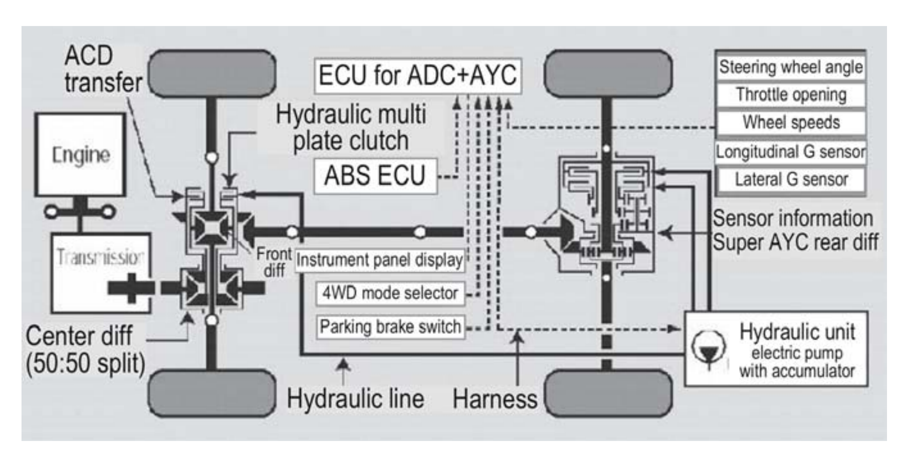


Bild 7-26: Konzept Active Yaw Control (AYC)

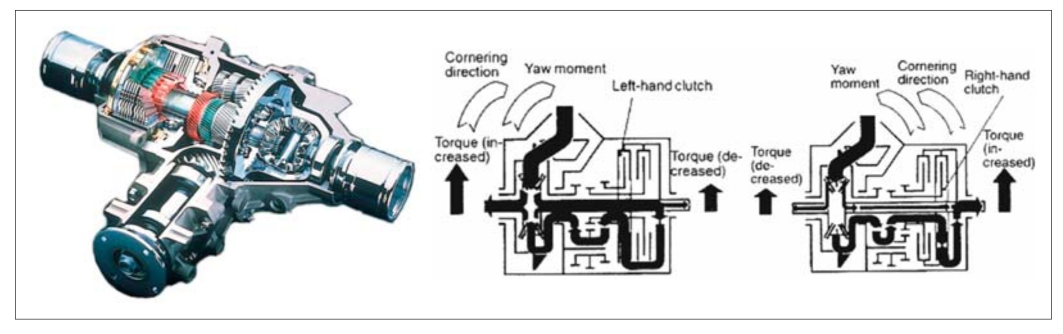


Bild 7-27: Aktives Verteilergetriebe AYC (links) und die Funktionsweise:rechtsdrehendes Giermoment (Mitte), linksdrehendes Giermoment (rechts)



Bild 7-28: Aktives Verteilergetriebe (Super-AYC)

7.6.1.2 Bremssysteme

Die Fahrdynamikregelung für Bremssysteme geht in ihren Möglichkeiten weit über ABS und die Kombination von ABS und ASR hinaus. Sie baut auf deren weiterentwickelten Komponenten auf und ermöglicht ein aktives Bremsen aller Räder mit hoher Dynamik. Die Brems- und Antriebsschlupfregler (ABS +ASR) sind dem Fahrdynamikregler meist untergeordnet. Bremsen-Fahrdynamikregler werden häufig als FDR (Fahrdynamikregler), ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm), DSC (Dynamic Stability Control) bezeichnet.

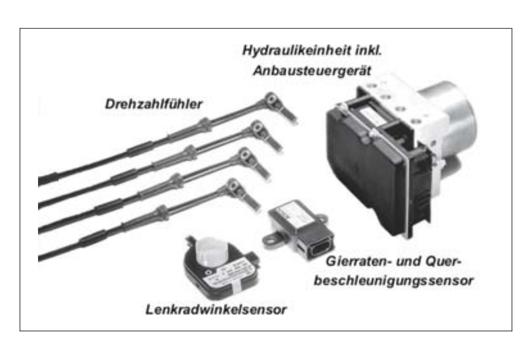


Bild 7-29: Sensorenausstattung des Fahrdynamikregelsystems [23]

Zur Beurteilung des momentanen Fahrzustandes besitzt das Fahrdynamikregelsystem verschiedene Sensoren, wie **Bild 7-29** gezeigt.
Neben der Erfassung der Raddrehzahlen und des Lenkradwinkels werden auch die Gierwinkelgeschwindigkeit (Rotationsgeschwindigkeit um die Fahrzeughochachse) und die Querbeschleunigung des Fahrzeugs gemessen.
Eine detaillierte Beschreibung zur Funktionsweise der einzelnen Sensoren, sowie des Systemaufbaus ist in Abschnitt 3.3.7.2 zu finden. Im Folgenden wird daher lediglich die Funktionsweise des Fahrdynamikreglers detaillierter betrachtet.

Grundlagen Bremsen-Fahrdynamikreglers
Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die Grundlagen eines Fahrdynamikregelsystems gegeben. Da vor allem die Steuergeräte heutzutage sehr komplexe Algorithmen beinhalten, sollen hier nur der grundlegende Aufbau und die Funktionsweise erläutert werden. Der Aufbau eines aktiven Bremssystems zur Fahrdynamikregelung lässt sich grundsätzlich in die drei Module Fahrzustandsbeobachtung, Fahrzustandserkennung und Fahrzustandsregelung unterteilen [23](**Bild 7-30**).

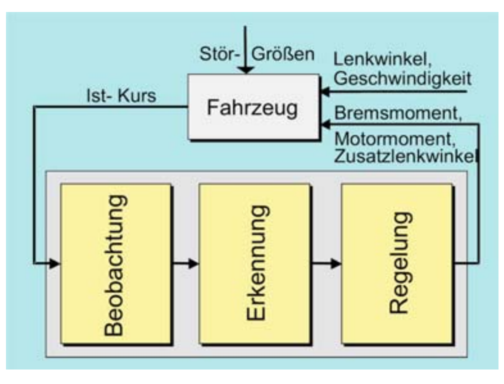


Bild 7-30: Struktur Fahrdynamikregler für Bremssysteme [26]

Zur Regelung der Fahrzeugquerdynamik ist die Kenntnis von Soll- und Ist-Bewegung des Fahrzeugs notwendig. Hierzu wird die Ist-Bewegung des Fahrzeugs unter anderem anhand von Sensorwerten wie Gierwinkelgeschwindigkeit, Querbeschleunigung oder Raddrehzahlen erfasst. Die Sollbewegung des Fahrzeugs wird im Bremsensteuergerät aus Lenkradwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit über das lineare Einspurmodell (vgl. Gl. 7.3) berechnet.

$$\dot{\psi}_{\text{Soll}} = \frac{v_{\text{Fzg}}}{l \cdot \left(1 + \frac{v_{\text{Fzg}}^2}{v_{\text{char}}^2}\right)} \cdot \delta_{\text{Fahrer}} \tag{7.3}$$

Im normalen Fahrbetrieb treten zu 95% Querbeschleunigungen mit einem Betrag von weniger als 3,5 m/s² auf [24, 25]. Damit kann vorausgesetzt werden, dass der Normalfahrer im Wesentlichen ein Fahrverhalten entsprechend dem des linearen Einspurmodells erfährt, da dieses im genannten Betriebsbereich gültig ist.

Durch einen Vergleich zwischen der Ist- und der Sollgiergeschwindigkeit können kritische Fahrzustände anhand von **Bild 7-31** und der üblichen Definition für die Fahrzustände „Untersteuern“ und „Übersteuern“ klassifiziert werden.

- **Untersteuern:** Betrag der Sollgiergeschwindigkeit ist größer als der Betrag der Ist-Giergeschwindigkeit und
- **Übersteuern:** Betrag der Sollgiergeschwindigkeit ist kleiner als der Betrag der Ist-Giergeschwindigkeit.

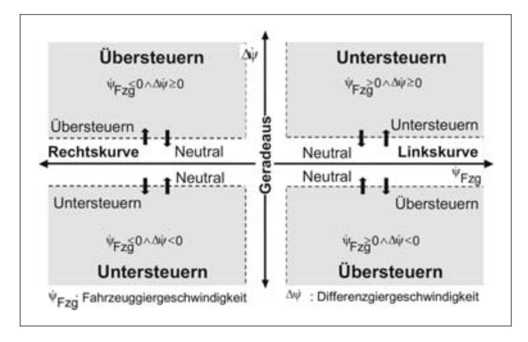


Bild 7-31: Einteilung der Fahrzustände [26]

Neben den Fahrzuständen „Untersteuern“ und „Übersteuern“ werden in einem Bremsensteuergerät noch weitere Sondersituationen erkannt (z.B. Bremsung auf einer µ-Split-Fahrbahnoberfläche, Steilwandkurve, etc.), auf die an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden soll.

In Abhängigkeit des erkannten Fahrzustands wird in der Fahrzustandsregelung der entsprechende Regelungsalgorithmus aktiviert und das Fahrzeug über einen korrigierenden Bremseneingriff an einem oder mehreren Rädern stabilisiert.

Zur Einleitung der Bremseingriffe wird ein Hydrauliksystem benötigt, das selbständig Druck aufbauen kann. Hierzu wird eine Vorladepumpe in den Hydraulikkreislauf integriert, die innerhalb einer kurzen Ansprechzeit eine ausreichend hohe Druckversorgung realisieren kann, um radindividuelle Bremseingriffe vornehmen zu können. Die restlichen Komponenten des Hydrauliksystems entsprechen im Wesentlichen denen eines individualgeregelten ABS, da für jedes Rad eine separate Bremsdruckregelung vorhanden sein muss [26]. Für eine detaillierte Beschreibung des Hydrauliksystems sei auf Abschnitt 3.3.7 verwiesen.

Die Fahrdynamikregelung verfügt über eine Verbindung zur Motorelektronik des Fahrzeuges. Ähnlich wie für das Hydrauliksystem verwendet die FDR für die Motormomentregelung Komponenten des ASR.

Im Folgenden sind **Zusatzfunktionen** aufgeführt, die in aktuellen Fahrzeugen mit aktivem Bremssystem implementiert sind:

- **Hydraulischer Bremsassistent:** Die Bremsassistentenfunktion unterstützt den Fahrer bei Notbremsungen durch eine automatische Bremsdruckerhöhung.
- **Giermomentabschwächung:** Bei einer Bremsung auf einer µ-Split-Oberfläche wird der Druck an dem µ-high-Vorderrad verzögert aufgebaut. Hierdurch entsteht ein langsamer Aufbau des Giermoments um die Fahrzeughochachse, wodurch der Fahrer durch eine entsprechende Lenkkorrektur das Fahrzeug stabilisieren kann.
- **Elektronische Differenzialsperre:** Beim Anfahren auf einer µ-Split-Oberfläche wird ein durchdrehendes µ-low-Rad durch einen gezielten Bremseingriff stabilisiert. Durch das Bremsmoment am µ-low-Rad kann das µ-high-Rad ein größeres Antriebsmoment übertragen. Hierdurch werden die Traktion und die Stabilität des Fahrzeugs verbessert.
- **Elektronische Parkbremse:** Bei einigen Fahrzeugen entfällt die mechanische Parkbremse und wird durch das aktive Bremssystem erzeugt.
- **Roll-Over Prevention:** Vor allem bei Fahrzeugen mit hohem Aufbauschwerpunkt besteht die Möglichkeit des Fahrzeugüberschlags bei dynamischen Fahrmanövern. Durch einen gezielten Bremseingriff wird dem Fahrzeug kinetische Energie entzogen und der Überschlag kann verhindert werden.
- **Gespannstabilisierung:** Für Pkw-Gespanne existiert in Abhängigkeit der Fahrzeug- und Anhängerparameter eine kritische Fahrzeuggeschwindigkeit, bei der die Gierdämpfung des Systems zu Null wird. Überschreitet das Pkw-Gespann diese Geschwindigkeit, so beginnt der Anhänger zu pendeln; das Gespann wird instabil. Durch Reduzierung der Fahrzeuggeschwindigkeit und Bremseneingriffe in Gegenphase kann das Gespann stabilisiert werden.

- **Bremsscheibenreinigungsmodul:** Durch das zyklische Anlegen der Bremsbeläge bei Regen werden die Bremsscheiben getrocknet. Hierdurch kann das Ansprechen der Bremse bei nasser Witterung weiter optimiert werden.
- **Berganfahrhilfe:** Diese Funktion soll ein Zurückrollen des Fahrzeugs beim Anfahren an einer Steigung vermeiden.
- **Vorgesteuerter Bremsdruckaufbau:** Bei drohender Instabilität des Fahrzeugs wird das Lüftspiel an der Radbremse bei großer Querbeschleunigung reduziert, um mögliche Bremseneingriffe schneller bewerkstelligen zu können.

7.6.2 Querdynamiksysteme

Zu den Querdynamiksystemen zählen die Vorder- und Hinterradlenkungen, welche in den folgenden Abschnitten beschrieben werden.

7.6.2.1 Vorderradlenkung

Die Aufgaben eines Lenksystems können grundsätzlich in notwendige Aufgaben und Zusatzaufgaben unterteilt werden.
Zu den notwendigen Aufgaben zählen

- die Kursregelung und
- die Rückmeldung des Fahrzustands bzw. des Fahrbahnzustands über das Lenkmoment.

Die Lenkung ist direkt in den Regelkreis Fahrer–Fahrzeug integriert und stellt somit ein zentrales und wichtiges Bestandteil des Regelkreises dar.
Die notwendigen Aufgaben werden bereits durch passive bzw. semi-aktive Vorderradlenkungen erfüllt. Aktive Vorderradlenkungen können die folgenden zusätzlichen Aufgaben erfüllen:

- Fahrerunterstützung bei der Fahrzeugführung,
- bei der Fahrzeugstabilisierung,
- autonomes Fahren.

Überblick über die Entwicklung
Beginnend mit der einfachen mechanischen Lenkung erfolgte in der weiteren Entwicklung der Einsatz von hydraulischen Hilfskraftlenkungen, welche das vom Fahrer aufzubringende Lenkmoment reduzieren und ihn somit bei seiner Aufgabe der Fahrzeugführung unterstützen. Als Weiterentwicklung der hydraulischen Hilfskraftlenkung sind die Servotronic und die elektrohydraulische Lenkung zu nennen. Während die elektrohydraulische Lenkung die Energie zur Lenkmomentreduzierung im Vergleich zur hydraulischen Hilfskraftlenkung über einen Elektromotor erhält, kann über die Servotronic das Unterstützungsmoment in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit variiert werden. Hierdurch besteht die Möglichkeit im Stadtverkehr dem Fahrer z.B. bei Parkiervorgängen ein sehr großes Unterstützungsmoment zur Verfügung zu stellen. Im Hochgeschwindigkeitsbereich wirkt sich diese sehr „leichtgängige" Lenkung allerdings nachteilig auf das Fahrverhalten aus. In dieser Situation stellt die Servotronic weniger Unterstützungsmoment zu Verfügung [27]
Vor allem im Kleinwagensegment wird die elektromechanische Lenkung (*Electronic Power Steering*, EPS) eingesetzt, bei der das Unterstützungsmoment durch einen Elektromotor zur Verfügung gestellt wird. Bei größeren Fahrzeugen reicht die Leistung des Bordnetzes zur Zeit nicht aus, um eine elektrische Lenkmomentunterstützung darzustellen.
Im Wesentlichen bestehen drei Hauptvorteile eines EPS-Lenkungssystems im Vergleich zu einer hydraulischen Hilfskraftlenkung:

- geringerer Energieverbrauch,
- weniger Einzelteile, einfache Montierbarkeit,
- zusätzliche Funktionen darstellbar.

Hohe Herstellungskosten und Anforderungen an das Sicherheitskonzept sind die vorwiegenden Nachteile der elektrischen Hilfskraftlenkung. Die Entwicklung der Vorderradlenkungen zeigt **Bild 7-32**.

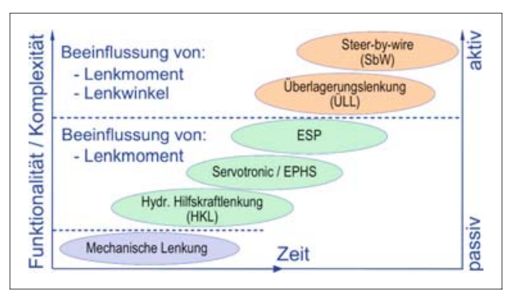


Bild 7-32: Entwicklung der Vorderradlenkungen [29]

Eine zusätzliche Beeinflussung des Vorderradwinkels und damit eine realisierbare Funktionserweiterung stellt die Überlagerungslenkung dar, welche bereits bei einigen Automobilherstellern in Serie eingesetzt wird.

Überlagerungslenkung
Bei einer Überlagerungslenkung wird abhängig vom Fahrerlenkwinkel und den fahrdynamischen Größen des Fahrzeugs aktiv über einen Stellmotor ein Zusatzlenkwinkel gestellt. Die Überlagerung mit dem Lenkradwinkel kann beispielsweise über ein Planetengetriebe erfolgen (s. Abschnitt 3.4.6).
Durch den Einsatz der Überlagerungslenkung lassen sich vor allem in Kombination mit weiteren mechatronischen Fahrwerksystemen unterschiedliche komfort- und sicherheitsrelevante Funktionen realisieren (**Tabelle 7-2** [28]).

Tabelle 7-2: Überlagerungslenkung in Kombination

Komfort	Sicherheit
Vorhaltelenkung	Gierratenregelung
Einparkhilfe	Schwimmwinkelregelung
Variable Lenkübersetzung	Giermomentkompensation
	Anhängerstabilisierung

7.6.2.2 Hinterradlenkung

Erste aktive Hinterachslenkungskonzepte wurden bereits Anfang der 30er Jahre verwirklicht. Bei diesen Konzepten stand die Erhöhung der Wendigkeit im Vordergrund. Mitte der 60er Jahre wurden diese Entwicklungen von verschiedenen Firmen auch unter dem Aspekt der Fahrstabilität wieder aufgegriffen [30, 31, 32, 33, 34]. Die Ergebnisse wiesen damals wie heute auf geringe erforderliche Radlenkwinkel an der Hinterachse zur Stabilitätserhöhung hin. Während diese zunächst als reine Steuerung zur Verbesserung des querdynamischen Fahrverhaltens ausgeführt waren, sind in den letzten Jahren auch schon vereinzelt Lösungen zu beobachten, die um eine Regelung erweitert sind und so auch Störungen wie z.B. Seitenwind kompensieren sollen [32]. Grundsätzlich muss man bei den aktiven Hinterradlenkungen zwischen gleich- und gegensinnigem Lenkeinschlag differenzieren [35]. Während der gegensinnige Lenkeinschlag zu einer erhöhten Manövrierbarkeit des Fahrzeuges führt, wird durch die gleichsinnige Lenkung, aufgrund des scheinbar längeren Radstandes, die Fahrstabilität verbessert. Durch das gleichsinnige Mitlenken der Hinterachse wandert der momentane Drehpol dem Gesamtfahrzeug nach hinten, was dem gleichen Drehpunkt eines Standardfahrzeugs mit einem längeren Radstand entspricht [36] (**Bild 7-33**). Die Maximalwinkel an der Hinterachse bewegen sich bei den ausgeführten Systemen zwischen 0,5° und 5,3°. Große Lenkwinkel werden immer dann benötigt, wenn zur Minimierung des Wendekreisdurchmessers gegensinnig gelenkt wird [37].

Im Wesentlichen gibt es drei Grundtypen der Hinterradlenkung [38]:

- lenkwinkelproportionale Hinterradlenkung,
- Schwimmwinkel kompensierende Hinterradlenkung,
- geregelte Hinterradlenkung.

Lenkwinkelproportionale Hinterradlenkung
Diese Art der Steuerung ist dadurch gekennzeichnet, dass sich der Lenkwinkel an der Hinterachse stets in Phase mit dem Lenkwinkel an der Vorderachse befindet:

$$\delta_H = k_P \cdot \delta_V \tag{7.4}$$

Hierbei ergibt sich die folgende Vorzeichendefinition für den Koeffizienten k_P:

$k_P > 0$: gleichsinniges Lenken der Hinterräder,

$k_P = 0$: kein Lenken der Hinterräder,

$k_P < 0$: gegensinniges Lenken der Hinterräder.

Ein fester Wert für k_P ist nicht akzeptabel, da für eine Erhöhung der Fahrstabilität und eine Verbesserung der Manövrierbarkeit jeweils unterschiedliche Werte notwendig sind. Daher wird eine Veränderbarkeit des Faktors k_P entweder über der Fahrgeschwindigkeit oder über der Größe des Lenkradwinkels vorgesehen.

Schwimmwinkelkompensation
Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung des Fahrverhaltens wird in der Kompensation des Schwimmwinkels gesehen [39, 40, 41]. Hierbei wird der Wert für k_P so gewählt, dass sich ein Schwimmwinkel von Null einstellt.

Geregelte Hinterradlenkung
Grundsätzlich handelt es sich bei der Schwimmwinkelkompensation um eine Steuerung. Die Güte des Ergebnisses hängt von der Übereinstimmung der angenommenen Parameter mit den tatsächlich existierenden Parametern ab. Störungen auf das Fahrzeug werden hierbei ebenfalls nicht berücksichtigt.

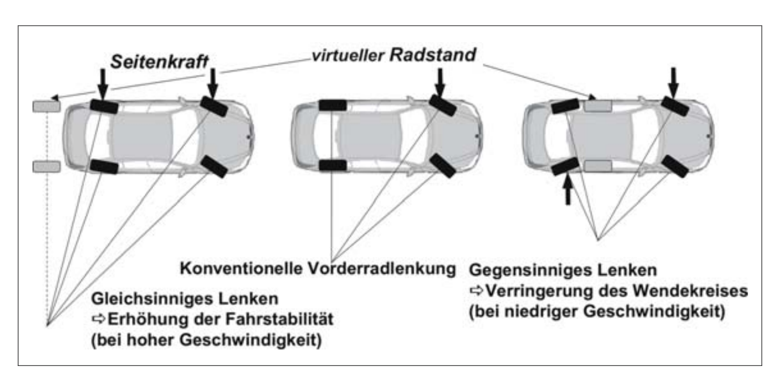


Bild 7-33: Gleich- und gegensinniger Lenkeinschlag

Derartige Nachteile können durch eine Regelung vermieden werden. Eine Regelung des Schwimmwinkels ist allerdings aufgrund der Schwierigkeiten bei der Messung des Schwimmwinkels nicht ohne weiteres zu realisieren. Nach [38] leistet eine Regelung der Gierwinkelgeschwindigkeit ähnlich gute Ergebnisse. Hierzu wird aus dem Fahrerlenkwinkel und der Fahrzeuggeschwindigkeit eine Sollgierwinkelgeschwindigkeit berechnet und mit der gemessenen Ist-Gierwinkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs verglichen. Proportional zur Abweichung zwischen Soll- und Ist-Giergwinkelgeschwindigkeit wird an der Hinterachse ein Winkel gestellt. Im Folgenden werden die ausgeführten Systeme vorgestellt.

Super-HICAS-Vierradlenkung

Nissan brachte 1985 das Vierradlenksystem „HICAS“ (*High Capacity Actively Controlled Suspension*) heraus [42]. HICAS verfügt über eine dynamische Steuerung des Lenkwinkels der Hinterräder in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Reifenrückstellmoment der Vorderachse [43, 44]. Die Änderung des Hinterradlenkwinkels erfolgt über Hydraulikzylinder, die den kompletten Hinterachsrahmen verdrehen, **Bild 7-34**.

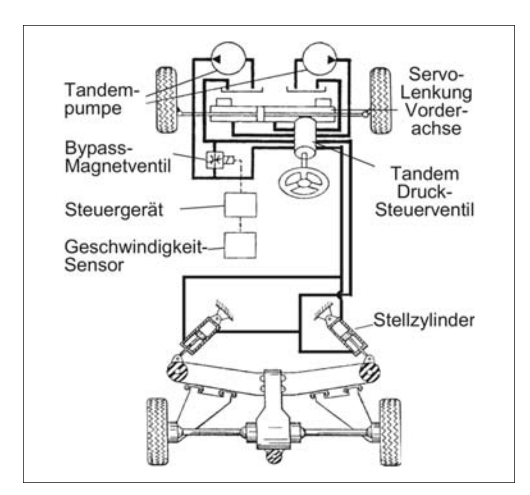


Bild 7-34: HICAS-Vierradlenkung [45]

Die Funktion der HICAS-Vierradlenkung beschränkte sich auf eine Verbesserung der Fahrtrichtungsstabilität bei höheren Geschwindigkeiten durch einen gleichsinnigen Radeinschlag an Vorder- und Hinterachse. Der maximale Lenkwinkel der Hinterachse ist dabei auf 0,5° beschränkt [45].

Für Fahrgeschwindigkeiten unter 30 km/h wird das System abgeschaltet. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten wird der Durchlassquerschnitt des Bypassventils kontinuierlich verringert und ein zunehmender Volumenstrom steht dem Stellsystem zur Verfügung. Der Proportionalitätsfaktor zwischen Vorder- und Hinterachslenkwinkel wird abhängig vom aufgebrachten Lenkmoment festgelegt [45].
Nissan setzte im „300ZX“ und in den „Infinity“-Modellen von 1989 bis 1996 die weiter entwickelte Super-HICAS-Vierradlenkung ein [37]. Das System sorgt für die gegensinnige Lenkung der Hinterräder, um das Ansprechvermögen und die Stabilität des Fahrzeuges bedeutend zu verbessern. Das System ist als einfache, rückführungslose Steuerung konstruiert. Über den Lenkradwinkelsensor und die Fahrzeuggeschwindigkeit wird der Fahrerwunsch erfasst und der notwendige Hinterradlenkwinkel durch einen elektronischen Regler berechnet. Zur Umsetzung des Hinterradlenkwinkels steuert der Regler ein Servoventil an, und beaufschlagt einen federzentrierten Hydraulikzylinder mit Druck, der den Hinterradwinkel einstellt.

Active-Four-Vierradlenkung

Mitsubishi führte 1987 eine vollhydraulische Allradlenkung mit der Bezeichnung *Active-Four* in das Modell Galant ein. Eine von zwei getrennten Pumpen versorgt einen Speicher und ist sowohl mit der Zahnstangenservolenkung der Vorderachse als auch mit den Kopfseiten des Steuerventils der Hinterradlenkung verbunden, um für die Hinterradlenkung eine reine Steuerfunktion auszuüben (**Bild 7-35**).

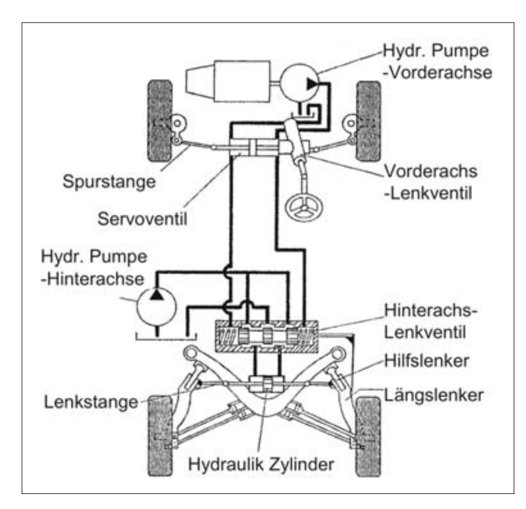


Bild 7-35: Active-Four-Vierradlenkung (Mitsubishi)

Die zweite Pumpe bringt ein geschwindigkeitsabhängiges Signal (=Volumenstrom) in das Steuerventil ein. Sie versorgt den Arbeitszylinder der Hinterradlenkung mit dem benötigten Volumenstrom. Der mechanische Lenkvorgang erfolgt durch Schwenken der Längslenker der Radführung. Diese Bewegung wird durch zwei kurze Laschen ermöglicht, die Lenker und Fahrschemel miteinander verbinden. Die Kolbenstange mit gelenkigen Endstücken dient als Spurstange. Der Lenkeinschlag der Vorderräder und die Fahrgeschwindigkeit bestimmen den Hinterradlenkwinkel. Er beträgt maximal 1,5°. Das System verwirklicht nur eine gleichsinnige Auslenkung zur Erhöhung der Fahrtrichtungsstabilität. Die Hinterradlenkung wird erst ab einer Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h aktiviert [45].

Aktive Hinterachskinematik (AHK)

Von 1992 an setzte BMW in den 850-Modellen eine Hinterradlenkung ein, die als *Aktive Hinterachskinematik* (AHK) bezeichnet wurde.

Ziel der Entwicklung war die Verbesserung der aktiven Fahrsicherheit im gesamten Bereich möglicher Lenkmanöver. Zu diesem Zweck werden bei hoher Querbeschleunigung die an der Hinterachse wirkenden Seitenkräfte bezüglich ihrer Amplitude und Phase durch aktives Lenken der Hinterachse beeinflusst [44].

Die Eingangsgrößen dieses elektro-hydraulischen Systems sind der Lenkradwinkel und die Fahrgeschwindigkeit, die aus Sicherheitsgründen jeweils redundant gemessen werden. Ein mit ebenfalls redundanten Mikroprozessoren bestücktes Steuergerät berechnet aus diesen Größen den je nach Fahrzustand optimalen Einschlagwinkel der Hinterräder sowie die optimale Zeitabhängigkeit, mit der die Hinterrad-Einschlagwinkel eingestellt werden. In einer Aussparung in der Mitte des Achsträgers ist die elektrohydraulische Stelleinheit integriert (**Bild 7-36**) [46].

Die Linearbewegung des Stellzylinders wird auf einen Zwischenhebel übertragen, der den inneren Lagerpunkt des Federlenkers aufnimmt und die Radlast am Hinterachsträger abstützt. Der Zwischenhebel definiert über die Anlenkpunkte von Stellzylinder und Federlenker die Übersetzung zwischen Stellgliedhub und Federlenkbewegung. Die Bewegung des Federlenkers wird direkt am Radträger in einen Lenkwinkel der Hinterräder umgesetzt. Der Verstellbereich der Hinterradlenkung umfasst ±2°. Bei diesem System handelt es sich also um eine Lenkung, bei er der Federlenker die Funktion der Spurstange übernimmt. Die Elastokinematik bleibt nahezu unbeeinflusst, da nur geringe Verspannungen der Gummilager auftreten. Der berechnete Einschlagwinkel der Hinterräder wird mit Hilfe eines elektrohydraulischen Positionsregelkreises eingestellt.

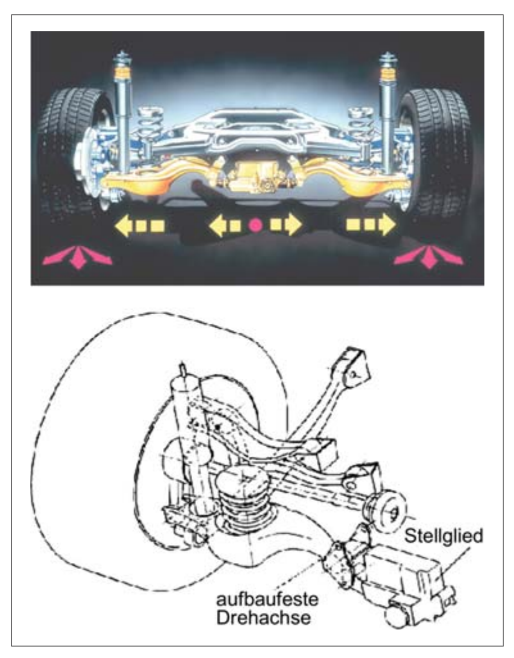


Bild 7-36: BMW Integrallenker-Hinterachse im BMW 850csi (Aktive Hinterachskinematik, AHK)

Die elektrohydraulische Stelleinheit ist in **Bild 7-37** dargestellt. Das 4-Wege-Proportionalventil steuert den Stellzylinder über die Anschlüsse A und B an. In den Zuleitungen zum Zylinder ist jeweils ein stromlos geschlossenes 2/2-Wege-Sperrventil vorgesehen. Mit diesen Ventilen kann der Arbeitskolben hydraulisch geklemmt werden. Die Ventile schließen sich bei Ausfall der Stromversorgung automatisch und stellen damit den sicheren Zustand her.

Als weitere redundante Sicherheitseinrichtung wurde ein mechanisch wirkendes Klemmsystem vorgesehen. Dabei wird der Arbeitskolben über einen federvorgespannten Reibkonus mechanisch geklemmt. Die Klemmung wird mit Öldruck über ein weiteres, Schaltventil aufgehoben dessen stromloser Zustand zur Klemmung führt. Bei einem Ausfall der Hydraulikversorgung schließt sich die Klemmung durch die Federvorspannung automatisch (Fail-Safe-Zustand).

Bild 7-37: Elektrohydraulische Stelleinheit der BWM-AHK [47]

Aktive Hinterachskinematik (Active Geometry Control Suspension, AGCS)

Hyundai hat auf der IAA 2005 eine aktive Hinterachskinematik (keine dynamische) vorgestellt, um den Vorspurwinkel beider Räder fahrsituationsabhängig und abhängig von der Querbeschleunigung zu verstellen [48]. Es ist ein Hebel, der mit einem Elektromotor ca. ±15° von der Mittellage geschwenkt wird und damit die am Hebelende gelagerte Spurstange hin- und bewegt (**Bild 7-38**).

Neben den hier vorgestellten Hinterradlenksystemen sind weitere bekannt. **Tabelle 7-3** gibt einen Überblick mit Literaturhinweisen für weitere Informationen.



Bild 7-38: Elektromechanische Stelleinheit (rot) der Hyundai Hinterachslenkung

Tabelle 7-3: Übersicht aktive Hinterradlenkung

Bezeichnung	Firma	Jahr	Funktionen	Literaturquellen
HICAS-Vierradlenkung	Nissan	1985	Lenkwinkelproportional	[[41, 42, 43, 45]
Super-HICAS-Vierradlenkung	Nissan	1989-1996	Lenkwinkelproportional	[37, 42, 45]
Active-Four-Vierradlenkung	Mitsubishi	1987	Lenkwinkelproportional	[42, 45]
Aktive Hinterachskinematik	BMW	1992	Lenkwinkelproportional,	[44, 46]
Quadrasteer	Delphi	2002	Lenkwinkelproportional	[65]
Active Rear Steering	Delphi	2004	Lenkwinkelproportional	[65]
AGCS Active Geometry Control	Hyundai	2005	Nur Vorspurverstellung	[48]

7.6.2.3 Wankstabilisierungssysteme

Aktive Stabilisatorsysteme befinden sich zurzeit in diversen Fahrzeugen im Serieneinsatz, wobei unterschiedliche Konzepte hinsichtlich der Konstruktion vertreten sind. Funktional werden aktive Stabilisatorsysteme vorwiegend zur Reduzierung des Aufbauwankwinkels, zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens bzw. zur Agilitätssteigerung eingesetzt.

Aufgrund der veränderbaren Wankfedersteifigkeit wird zusätzlich bei Geradeausfahrt durch die Entkopplung der beiden Fahrzeugseiten ein Komfortzugewinn bei der Überfahrt über einseitige Bodenunebenheiten erreicht (Kopiereffekt).

Werden in einem Fahrzeug aktive Federungssysteme eingesetzt, so können konzeptbedingt Stabilisatoren bzw. aktive Stabilisatoren entfallen, da die aktiven Federungssysteme sämtliche Funktionalitäten der Stabilisatoren übernehmen können.

Dynamic Drive

Dynamic Drive (BMW) stellt ein mechatronisches Wankstabilisierungssystem zur aktiven Beeinflussung der Aufbau-Wankneigung unter Einfluss der Querbeschleunigung sowie des Fahrzeug-Eigenlenkverhaltens dar. Neben der Verbesserung der Fahrsicherheit trägt das vollautomatische System, das auf Stabilisatoren mit integriertem hydraulischen Schwenkmotor basiert, zur Komfortsteigerung bei. Bei Aktivierung des Stabilisators werden die beiden Hälften eines herkömmlichen Torsionsstabilisators relativ zueinander verdreht und leiten ein rückstellendes Moment in den Aufbau ein. Somit kann eine Reduzierung – bis hin zur vollständigen Reduzierung – des Wankwinkels dargestellt werden. Durch die fahrzustandsabhängige Verteilung des Stützmomentes zwischen Vorder- und Hinterachse kann das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs innerhalb gewisser Grenzen geregelt werden.

Ziele des Systems sind im einzelnen [49]:

- Reduktion/Kompensation der Aufbau-Wankbewegung,
- Verbesserung des Geradeauslaufs (verringertes Rollsteuern),
- Verminderung von Lastwechselreaktionen bei Kurvenfahrt,
- Verbesserung der Lenkwilligkeit (Gierdynamik) bis zu mittleren Geschwindigkeiten (Neutralsteuern),
- Reduktion der Kopierbewegung des Aufbaus,
- Beibehaltung des vollen Federwegs bei Kurvenfahrt,
- Traktionsgewinn der Antriebsachse(n).

Ergebnisse zur Beeinflussung des Wankverhaltens sind in **Bild 7-39** zu sehen. In beiden Diagrammen ist der Wankwinkel mit und ohne Dynamic Drive bei einer stationären Kreisfahrt (R = 40 m links und R = 105 m rechts) dargestellt.

In einem Querbeschleunigungsbereich bis ca. 4 m/s^2 wird der Wankwinkel komplett auf null Grad reduziert. Bei höheren Querbeschleunigungen wird ein geringer Wankwinkel zugelassen, um dem Fahrer eine Information über die Annäherung an den Grenzbereich zu geben.

Zu Erfüllung dieser Aufgaben muss ein Drehmoment bedarfsgerecht über die Schwenkmotoren in die Stabilisatorhälften eingeleitet werden. Der dafür notwendige Ölvolumenstrom wird mit Bevorzugung des Vorderachs-Schwenkmotors von einem zentralen Ventilblock zugeteilt.

Bei Fahrbahnanregungen und Geradeausfahrt sollen nur geringe Kräfte in den Aufbau eingeleitet werden, dazu wird der Schwenkmotor freigeschaltet, d.h., die beiden Stabilisatorhälften sind (hydraulisch) entkoppelt. Das Reibungsverhalten des Motors muss entsprechend optimiert sein. Der Systemaufbau von Dynamic Drive ist in **Bild 7-40** dargestellt.

Das System besteht aus einer klassischen hydraulischen Energieversorgung durch eine motorgetriebene Tandempumpe in Zusammenwirken mit einem zentralen Ventilblock mit integrierter Sensorik (Druck und Schaltstellung).

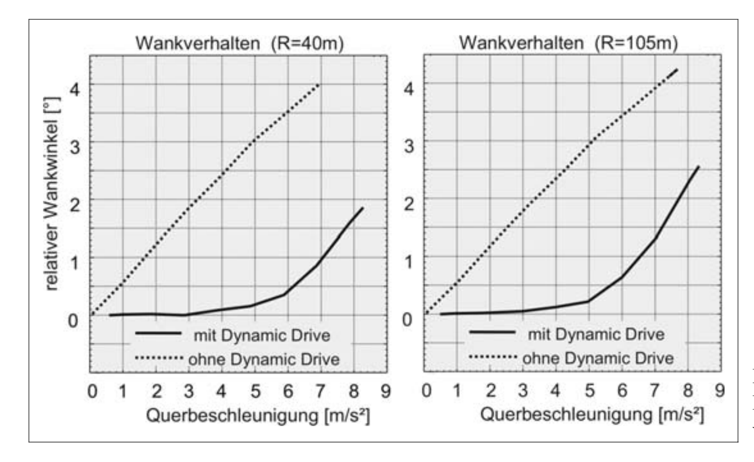


Bild 7-39: Beeinflussung des Wankverhaltens [49]

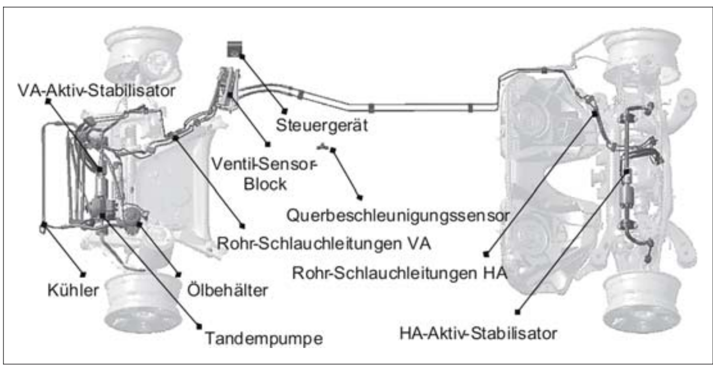


Bild 7-40: Systemaufbau Dynamic Drive [49]

Der Ventilblock (**Bild 7-41**) beinhaltet eine unterlagerte hydromechanische Druckregelung. Die überlagerte Regelung des Hochdruckkreises hin zu den Aktuatoren erfolgt elektrohydraulisch. Schwenkmotorgehäuse und Schwenkmotorwelle des hydraulischen Drehantriebs sind mit jeweils einer Stabilisatorenhälfte verbunden (**Bild 7-42**).

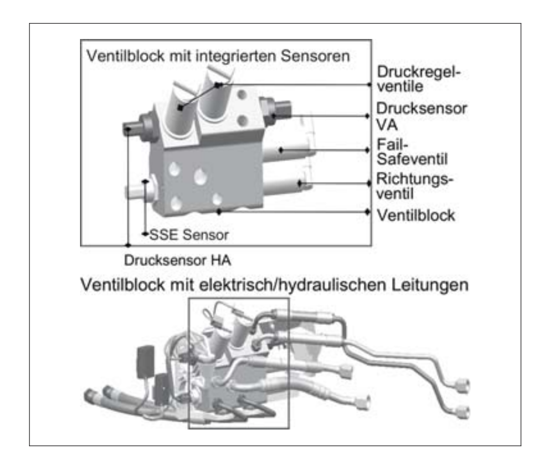


Bild 7-41: Ventilblock [49]

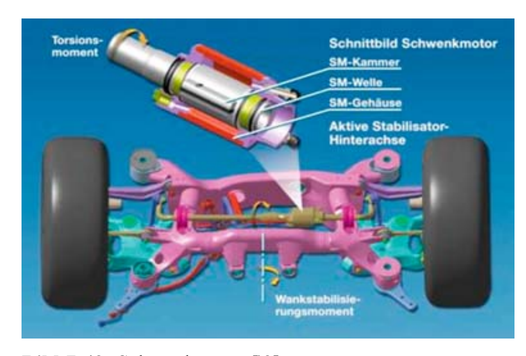


Bild 7-42: Schwenkmotor [49]

Die Regelstrategie besteht aus folgenden Grundsätzen:

- Reduzierung des Wankwinkels auf 0° bis zu einer Querbeschleunigung von 0,3 g,
- Reduzierung des Wankwinkels um ca. 80% im Vergleich zu Passiv-Fahrwerken bis 0,6 g,
- „Nachlassen" der Stützmomente ab 0,6 g zur Fahrerinformation hinsichtlich der Annäherung an den physikalischen Grenzbereich.

Der Funktionalitätsgewinn hinsichtlich der Fahrsicherheit (Aufbau-Horizontrierung, Geradeauslaufver-

halten, Fahrzeug-Eigenlenkverhalten) und gleichzeitiger Komfortsteigerung erfolgt mit im Vergleich zu anderen Konzepten (Vollaktiv-Fahrwerk):

- ♦ relativ geringem Energieeinsatz,
- ♦ günstigem Fail-Safe-Verhalten,
- ♦ als Option für passives Serienfahrwerk.

Einen Nachteil stellt die Beschränkung auf die Freiheitsgrade Aufbau-Wanken und Achs-Verspannung dar. Die mechanische Beanspruchung des Stabilisators ist sehr hoch und hat ein aufwendiges Lagerkonzept zur Folge. Ein Nachteil der bisherigen Dynamic-Drive-Bauweise ist die fehlende Modularität und die aufwendige Integration in das Fahrzeug am Band durch die vernetzte Struktur.

Active Cornering Enhancement (ACE)
Das System *Active Cornering Enhancement* (ACE) von Delphi wird im Land Rover Discovery II als Zusatzausstattung angeboten [50] Die aktiven Stabilisatortorsionsmomente werden durch hydraulische Linearzylinder erzeugt, die entlang eines Stabilisator-Hebelarms angeordnet sind (**Bild 7-43**).
Der Stabilisator ist dabei an der Verbindungsstelle zum aktiven Hebelarm aufgetrennt. Die Versorgung beider Linearzylinder erfolgt über eine Radialkolbenpumpe, welche 5 bis 135 bar leistet und über den Verbrennungsmotor angetrieben wird.



Bild 7-43: ACE-Delphi, Landrover [50]

Active Suspension Control System (ASCS)
Das *Active Suspension Control System* (ASCS) wird von der Firma TRW entwickelt. Es besteht aus einem aktiven tordierbaren Stabilisator, der hydraulisch über einen in einer Pendelstütze angeordneten Linearzylinder betätigt wird. Der Stabilisator bleibt bei diesem System unangetastet und entspricht einem konventionellen passiven Stabilisator. Der Aufbau des Systems ist in **Bild 7-44** zu sehen.
Für das System ist eine umfangreiche Hydraulikausrüstung bestehend aus elektrisch betriebener Pumpe, Ventilen, Leitungen, hydraulischem Linearzylinder, Hydraulikölkühler und Drucksensoren notwendig.

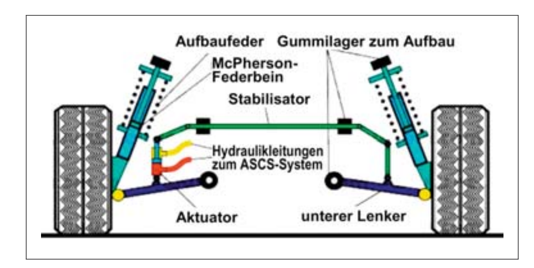


Bild 7-44: Active Suspension Control System (ASCS)

Aktive Fahrwerkstabilisierung (AFS)
Die *aktive Fahrwerkstabilisierung* (AFS) wurde in Verbindung mit dem Hydractive II Fahrwerk von Citroen entwickelt. Es ist eines der ersten Systeme zur aktiven Wankstabilisierung, das im Citroen Xantia Activa bereits 1995 in Serie ging (**Bild 7-45**).
Das System baut auf der umfangreichen Hydraulikausstattung (Pumpe, Ventile, Leitungen, hydraulischer Linearzylinder, Hydraulikölkühler, Drucksensoren) des bestehenden Hydropneumatiksystems auf. Bei Kurveneinfahrt wird die Federkugel der Hydropneumatik, die zur Einstellung der Federhärte dient, aus dem Hydraulikkreislauf genommen.
Während der Kurvenfahrt wird die Seitenneigung aktiv durch die als Linear-Hydraulikzylinder gestalteten Pendelstützen der Querstabilisatoren unterdrückt (ähnliche Funktion wie ASCS von TRW). Das AFS-System nutzt die Sensorik der Hydropneumatik. Mit AFS-System ist eine nahezu vollständige Unterdrückung des Wankwinkels erzielbar.

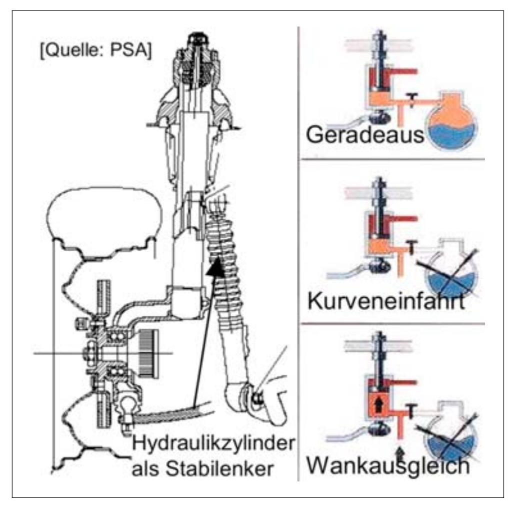


Bild 7-45: Aktive Fahrwerkstabilisierung (AFS)

7.6.2.4 Aktive Kinematik

Im Folgenden werden beispielhafte Konzepte zur aktiven Kinematik vorgestellt, die sich allerdings nicht im Serieneinsatz befinden.

F300 Life-Jet

In Zusammenarbeit des Instituts für Kraftfahrwesen der RTWH Aachen und der DaimlerChrysler AG entstand 1997 das Konzeptfahrzeug F300 Life-Jet.
Der Wankfreiheitsgrad des Aufbaus wird durch entgegengesetzt gleiches Anheben und Absenken der Vorderräder erzielt. Der Kurvenneiger ist mit einer Achskinematik versehen, die es ermöglicht, den kompletten Fahrzeugaufbau bei Kurvenfahrt zur Innenseite hin zu neigen. Somit werden bei diesem Fahrzeugkonzept die Räder der Vorderachse ständig etwa parallel zum Fahrzeugaufbau gehalten. Das Fahrzeug nutzt Motorradreifen, da an allen drei Rädern absolute Sturzwinkel auftreten, die ca. dem Fahrzeugwankwinkel von bis 30° entsprechen [51].
Die Neigungskinematik ist ein wesentlicher Bestandteil des Fahrzeugkonzepts. Der Grundgedanke ist, die Federbeine nicht direkt am Aufbau zu befestigen, sondern über je einen „Federlenker“ gelenkig am Aufbau anzulenken. Diese Federlenker stützen sich über eine Pendelstütze gegenseitig ab, so dass die statischen Radlasten links und rechts als innere Kräfte abgeleitet werden. Daher kann der gesamte Verbund aus Federlenkern und Federbeinen mit vergleichsweise geringem Kraftaufwand geschwenkt werden. Die Folge ist, dass je nach Betätigungsrichtung ein Rad abgesenkt und das andere angehoben wird; dadurch neigt sich das Fahrzeug zur Seite [51].
Die aktive Wanksteuerung ATC (*Active Tilt Control*) legt den F300 Life-Jet durch einen hydraulischen Steller in die Kurve und stabilisiert somit das Fahrzeug bei Kurvenfahrt durch eine Schwerpunktverlagerung zur Kurveninnenseite, d.h., es wird ein Moment aufgebaut, das dem aus der Querbeschleunigung resultierenden Moment (Kippmoment) entgegen wirkt (**Bild 7-47**). Die Ansteuerung des Hydraulikzylinders erfolgt in Abhängigkeit der gemessenen Querbeschleunigung.



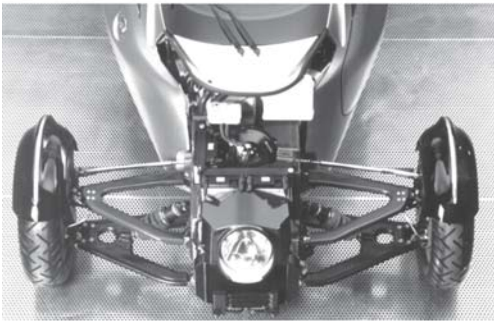


Bild 7-47: Prototyp eines Fahrzeugs mit selbsttätiger Kurvenneigung (F300 Life-Jet von DaimlerChrysler) [55]

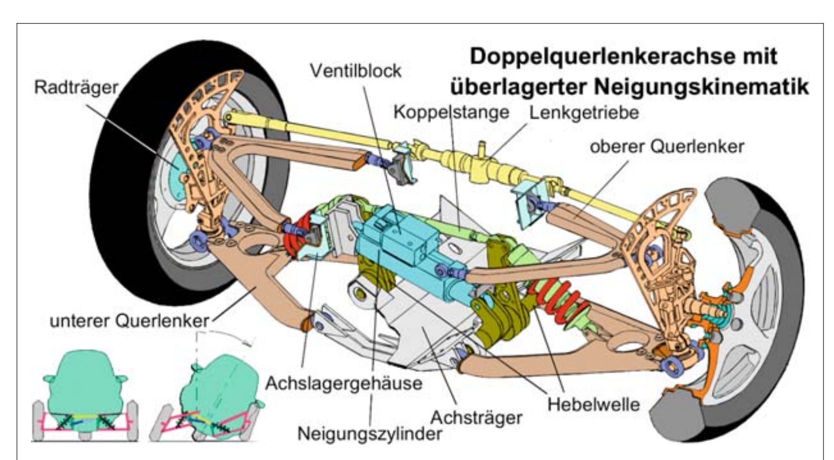


Bild 7-46:
Achskonzeption [51]

F400 Carving
Das Konzeptfahrzeug F400 Carving von DaimlerChrysler wurde 2001 auf der Tokyo Motor Show vorgestellt. Neben einer Reihe von revolutionären Techniken ist es mit einer aktiven Sturzverstellung ausgerüstet, welche die Räder bis zu einem Sturzwinkel von 20° neigen kann.
Zusätzlich verfügt der F400 über Spezialreifen, die über eine asymmetrische Lauffläche verfügen (**Bild 7-48**). Hierdurch kann bei Geradeausfahrt das Laufgeräusch und der Rollwiderstand verringert werden, da in diesem Fall lediglich die äußere, härtere Reifenlauffläche Kontakt zur Fahrbahn hat. Befährt das Fahrzeug eine Kurve, so kommt eine innere, leicht gewölbte und weichere Lauffläche durch die aktive Sturzverstellung zum Einsatz [52].

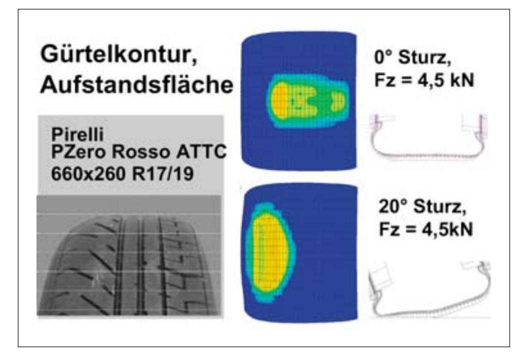


Bild 7-48: Asymmetrischer Reifen und FE-Berechung der Latschdruckverteilung [52]

Beim ATTC (*Active Tire Tilt Control*) Achskonzept wird der konventionelle Radträger durch einen geteilten Radträger ersetzt. Er besteht aus dem Systemträger, der mit den Radführungslenkern und der Spurstange verbunden ist, und dem außenliegenden Radträger, der die Radnabe mit der Bremse trägt. Der Radträger wird über einen Hydraulikzylinder gegenüber dem Systemträger um den vom Fahrdynamiksteuergerät vorgegeben Sturzwinkel geschwenkt (**Bild 7-49**).

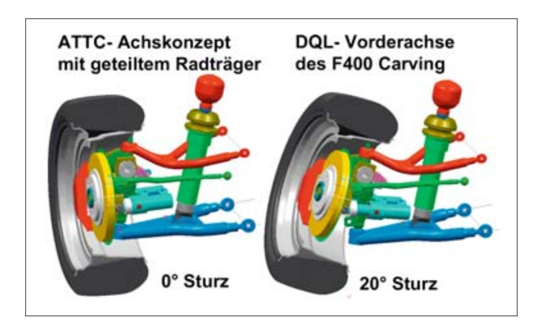


Bild 7-49: Radführung der F400-Vorderachse mit aktiver Sturzverstellung [52]

Funktionen
Durch das ATTC-Konzept können die folgenden Funktionen dargestellt werden [52]:

- **Erhöhung der möglichen Querbeschleunigung:** Durch die unterschiedlichen Reifenmischungen erreicht der F400 eine Querbeschleunigung 1,28 g.
- **Verbesserte ESP-Funktion:** Unterstützung des Bremseneingriffs durch gezielte Einstellung des Radsturzes. So wird in einem übersteuernden Fahrzustand die Seitenkraft an der Hinterachse durch ein gestürztes Rad erhöht und das Fahrzeug stabilisiert.
- **Fahrdynamische Hinterachslenkung:** Da Seitenkräfte nicht nur durch Schräglaufwinkel sondern auch durch Sturzwinkel erzeugt werden können, bietet sich die Möglichkeit, durch die Stürzung der Hinterräder zusätzlich das Fahrzeugverhalten zu beeinflussen.
- **Bremswegreduktion:** Zusätzlich lassen sich bei einer Notbremsung alle vier Räder schrägstellen und somit durch die weichere Gummimischung der inneren Lauffläche einen höheren Kraftschluss erreichen. Damit ist eine Bremswegverkürzung bei einer Startgeschwindigkeit von 100 km/h um bis zu 5 m möglich.

Optimised Contact Patch
Bei einer Kurvenfahrt erfährt das kurvenäußere Rad bei konventionellen Fahrwerken einen positiven und das kurveninnere Rad einen negativen Sturz, wodurch das Seitenkraftpotenzial der Räder nicht vollkommen ausgenutzt und gleichzeitig mehr Verschleiß produziert wird. Der Auslegung herkömmlicher Fahrwerke sind hier jedoch Grenzen gesetzt. Wird für ein eingefedertes Rad durch die Radkinematik ein zu großer Sturzwinkel vorgegeben, so ergibt sich hieraus für ein vollbeladenes Fahrzeug ein zu großer Reifenverschleiß, eine erhöhte Sensitivität auf unebene Strassen und schlechte Einsatzbedingungen für die Dauerfestigkeit des Reifens (**Bild 7-50**).

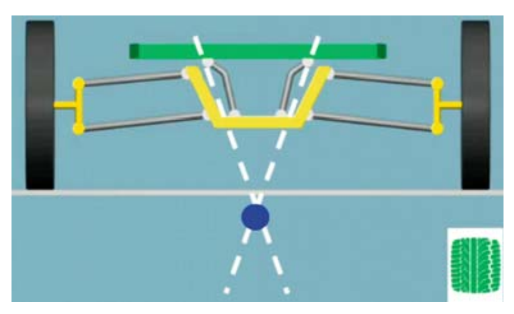


Bild 7-50: OCP-Konzept Drehpol unter der Fahrbahn

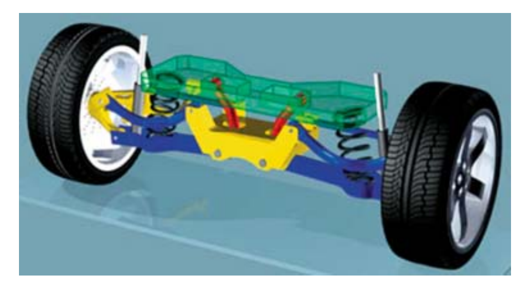


Bild 7-51: OCP-Konzept bei einer 4-Lenker-Achse [53]

Neben der Möglichkeit, den Sturzwinkel aktiv zu beeinflussen, hat Michelin ein Radaufhängungssystem für Personenwagen entwickelt, durch welches die gleichzeitige Neigung der Reifen an der Innenseite der Kurve unter Einwirkung der Seitenkraft möglich ist (*Optimised Contact Patch System*, OCP-System). Diese Funktion wurde durch das Hinzufügen eines zusätzlichen Freiheitsgrades an der Achse ermöglicht (**Bild 7-51**) [53]
Das OCP-System beruht auf einer Kinematik, die einen virtuellen Drehpunkt unterhalb des Bodens schafft. Dieses mechanische System selbst wird an einer herkömmlichen Aufhängung befestigt [54]
Dieses OCP-Fahrwerk-Prinzip (bzw. Drehpol unter der Fahrbahn) ist unabhängig von der Achsentechnologie und kann somit bei einer Vorderachse (z.B. OCP-McPherson, **Bild 7-52**) sowie bei einer Hinterachse (z.B. OCP-Doppelquerlenker-Achse, **Bild 7-53**) und bei angetriebenen oder nicht angetriebenen Achsen eingesetzt werden. Diese neue Umgebung hilft, das Potenzial des Reifens bezüglich Haftung, Rollwiderstand und Verschleiß optimal auszunutzen.

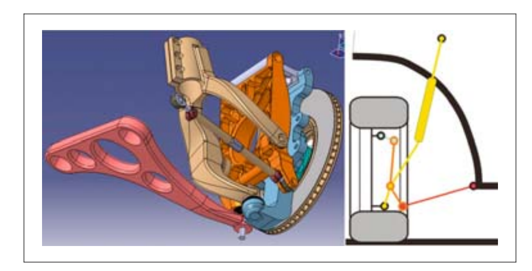


Bild 7-52: OCP-Konzept in McPherson integriert

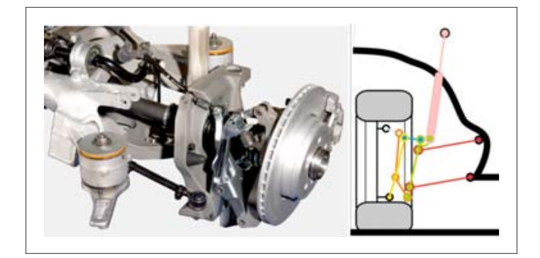


Bild 7-53: OCP-Konzept bei einer DQL-Achse

7.6.3 Vertikaldynamiksysteme

Innerhalb der Vertikaldynamiksysteme sollen neben den Federungs- und Dämpfungssystemen auch aktive Stabilisatorkonzepte vorgestellt werden.

7.6.3.1 Anforderungen an die Vertikalsysteme

Die Aufgaben des Federungs- und Dämpfungssystems lauten [55]

- Abstützen des Aufbaus,
- Isolieren des Aufbaus gegenüber der Störgröße „Fahrbahnunebenheiten",
- Aufrechterhalten des Kontaktes zwischen Rad und Fahrbahn.

Es handelt sich hierbei um Aufgaben, die sich den Kriterien Fahrkomfort und Fahrsicherheit zuordnen lassen. Daraus ergeben sich die Anforderungen an die Federungs- und Dämpfungssysteme:

- geringe Reibung des Aktuators (Abrollverhalten),
- geringer Leistungsbedarf,
- geringer Bauraum (modulare, kompakte Systemintegration),
- geringes Gewicht,
- geringe Kosten,
- wenige bewegte Teile (Verschleiß, Wartung).

7.6.3.2 Einteilung der Vertikalsysteme

Die „klassische" Möglichkeit der Beeinflussung des Federungsverhaltens eines Fahrwerkes ist die Abstimmung der Federn und Dämpfer über eine entsprechende Auslegung ihrer Kennlinien. Die konstruktiven Einflussparameter der Reifenfederung und einer Reduzierung der ungefederten Massen spielen eine untergeordnete Rolle, da ihre Variationsmöglichkeiten vergleichsweise eingeschränkt sind. Neben einer einmaligen, festgelegten Parametrisierung der Feder- und Dämpferelemente existieren aber noch weitere Lösungen, bei denen die am Aufbau wirkende Kraft F nicht mehr über eine einzige Kennlinie vom Einfederweg z und der Einfedergeschwindigkeit $\dot{z}$ abhängt. In solcher Weise gesteuerte und geregelte Fahrwerke werden in der nichtwissenschaftlichen Literatur gerade in Verbindung mit Luftfedersystemen oft insgesamt als „aktive Fahrwerke" bezeichnet [56] Da sich diese Fahrwerke aber häufig grundsätzlich in ihrer Wirkungsweise unterscheiden, sollten sie auch mit Hilfe einer entsprechenden Terminologie klassifiziert werden. Die in [57]vorgestellte Definition stützt sich auf den in weiteren wissenschaftlichen Arbeiten üblichen Sprachgebrauch und unterscheidet die Systeme nach ihrem Arbeitsbereich im Kraft-Weg- bzw. Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm, ihrer Stellzeit sowie ihrem Energiebedarf, wie in **Bild 7-54** darge-

stellt. Weithin bekannt sind Fahrwerksregelungssysteme, die in unterschiedlicher Form auf die Dämpfungscharakteristik Einfluss nehmen. Veränderbare Komponente in Bezug auf die Federrate ist beispielsweise bei der Luftfederung die Steuerung von Zusatzvolumina zur schnellen Änderung der Federkonstante. Die Art und Weise der Einflussnahme ermöglicht eine Klassifizierung der Systeme [8]

Passive Systeme
Passive, „konventionelle“ Fahrwerke sind dadurch gekennzeichnet, dass ihnen während des Betriebs keinerlei Hilfsenergie zugeteilt wird. Ihre Federungs- und Dämpfungseigenschaften sind unveränderlich und durch gleich bleibende Kennlinien beschrieben.

Adaptive Systeme
Adaptive Systeme können gegenüber den passiven Systemen zusätzlich zwischen verschiedenen Kennlinien der Bauelemente schalten. Die Kraftrichtung wird jedoch weiterhin durch das Vorzeichen des Einfederwegs und der Einfedergeschwindigkeit bestimmt [5] Hierdurch ist eine Anpassung an unterschiedliche Zustände wie Fahrzeugmasse, Fahrgeschwindigkeit, Fahrbahnzustand sowie teilweise der Fahrsituation möglich.
Zur Ansteuerung ist lediglich ein geringer Energieaufwand erforderlich, wobei die Anpassung an einen neuen Zustand relativ lange dauert. Die Dämpferkennung kann dabei innerhalb einer gewissen Bandbreite kontinuierlich oder zwischen einer Anzahl von Kennlinien stufenweise einstellbar sein [9]

Semi-aktive (halbaktive) Systeme
Im semi-aktiven Fall sind die Schaltfrequenzen größer als die charakteristische Schwingungsdauer von Rad und Aufbau. Es kann so schnell von einer zur anderen Kennlinie geschaltet werden, dass auch jeder dazwischen liegende Punkt dynamisch zu erreichen ist [5]

Langsam-aktive Systeme
Langsam-aktive Systeme ergänzen die herkömmlichen Feder- und Dämpferelemente durch ein aktives Stellglied, das meist pneumatisch oder hydraulisch betätigt wird. Der Energiebedarf liegt unter dem Niveau eines aktiven, aber deutlich über dem der adaptiven und semi-aktiven Konzepte. Wegen der noch zu hohen Stellzeiten werden diese Elemente in der Regel zum Ausgleich niederfrequenter Wank-, Nick- und Hubbewegungen des Aufbaus eingesetzt und parallel zu einer passiven Federung und Dämpfung angeordnet [9]

Aktive Systeme
Erst bei den aktiven Systemen wird die Kraft zwischen Aufbau und Rad unabhängig von der Einfederbewegung des Rades: es können alle Quadranten des Kraft-Geschwindigkeit-Diagramms genutzt werden. Zur Aufbringung der Stellkraft wird jedoch eine externe Energiezufuhr erforderlich.

System-bezeichnung	Arbeitsbereich	Stellzeit	Energie-bedarf	Prinzip	Beispiele
passiv		-	-		herkömmliche Fahrwerke
adaptiv		1 s bis herab zu 25 ms (schnelle adaptive Systeme)	gering		- Jaguar X350 ACD2 - DC ADS / ADS II - Citroën Hydractiv - BMW EDC-K - Audi CDC
semi-aktiv		< 10 ms	gering		- CDC mit "Skyhook"-Regelung (Lancia Thesis, VW Phaeton / Touareg) - Volvo S60R
langsam aktiv		> ca. 0,3 s	mittel		Wankstabilisierung: - DC ABC - BMW Dynamic Drive - Citroën Activa AFS
aktiv		< 10 ms	hoch		- Lotus Active Suspension

Bild 7-54:
Einteilung der Vertikalsysteme [9]

Eine detaillierte Beschreibung der passiven, adaptiven und semiaktiven Dämpfungssysteme ist im Abschnitt 3.6 zu finden. Im Folgenden werden aktuelle adaptive und aktive Federungssysteme beschrieben.

7.6.3.3 Dämpfungssysteme

Adaptive Dämpfungssysteme

Für adaptive Systeme werden üblicherweise nur die Weg- oder Beschleunigungssignale des Aufbaus ausgewertet und über eine Schwellwertregelung die Stellgröße ermittelt. Die Dämpferkennung kann dabei innerhalb einer gewissen Bandbreite kontinuierlich oder zwischen einer Anzahl von Kennlinien stufenweise einstellbar sein.

Eine frühe Ausführungsform war das EDC-System (*Electronic Damper Control*) von BMW, welches in Zusammenarbeit mit Boge und VDO entwickelt wurde. Die Dämpferkennlinien werden hier adaptiv in drei Stufen mittels einer Steuerelektronik verstellt [60]. Die Identifizierung der Fahrbahnanregung erfolgt mit Hilfe des Aufbaubeschleunigungssensors.

Die durch eine adaptive Dämpfung erzielbaren Vorteile gegenüber einer passiven Dämpfung zeigt **Bild 7-55** anhand von Simulationsergebnissen mit einem Einrad-Federungsmodell. Die weichen, mittleren und harten Kennungen zeigen jeweils in unterschiedlichen Frequenzbereichen der Anregung deutliche Vorteile in Bezug auf die Aufbaubeschleunigung und die Radlastschwankungen. Die adaptive Strategie kann diese Vorteile in sich vereinen.

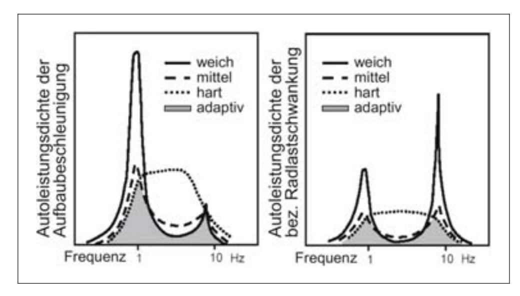


Bild 7-55: Vorteile der adaptiven Dämpfung [60]

Semi-aktive Dämpfungssysteme

Semi-aktive Systeme arbeiten in realisierten Lösungen weiterhin mit passiven Feder- und Dämpferkomponenten (also solchen, bei denen die Kraftrichtung weiterhin von der Richtung der Längenänderung abhängt), unterscheiden sich aber von den adaptiven Systemen durch eine schnellere Stellzeit sowie eine Berücksichtigung der Achsbewegungen zusätzlich zu den Aufbaubewegungen [58].

Die Umschaltung erfolgt nicht über eine Haltedauer, sondern die Wirkung der Fahrwerkselemente richtet sich nach der Reaktion des Schwingungssystems.

Continuous Damping Control (CDC)

Der von ZF Sachs entwickelte Aktuator für CDC ist ein Proportional-Dämpferventil [61], das es erlaubt, Dämpfkräfte zwischen einer minimalen und einer maximalen Dämpferkraftcharakteristik stufenlos zu verstellen. Die stufenlos regelbaren Dämpfer der CDC wurden besonders auf folgende Anforderungen hin optimiert:

- niedrige Radlastschwankungen,
- hohe Dämpfung bei niedrigen Ein- und Ausfedergeschwindigkeiten,
- gute Isolierung bei kleinen Anregungen und reduzierten ungefederten Massen.

Die regelbaren Dämpfer müssen deshalb weitgehend degressive Kennlinien in unterschiedlicher Höhe realisieren können. Dabei tritt der folgende Zielkonflikt auf. Die geforderte hohe Bandbreite der Dämpfung bedarf großer Ventilquerschnitte, was zu relativ großen Bauteilen mit hohem Gewicht führt. Auch der Stromverbrauch ist von der Größe der Ventile abhängig. Zudem beeinträchtigt diese Kenngröße die Schaltdynamik [61]. Aufgrund der kontinuierlichen Arbeitsweise der Ventile können Schaltgeräusche minimiert werden (s. auch Abschnitt 3.6.7).

Die Dämpfung in einem externen Ventil erfolgt über einen Bypass, der in geöffnetem Zustand vom Öl durchströmt wird. **Bild 7-56** veranschaulicht die Funktionsweise des CDC-Ventils.



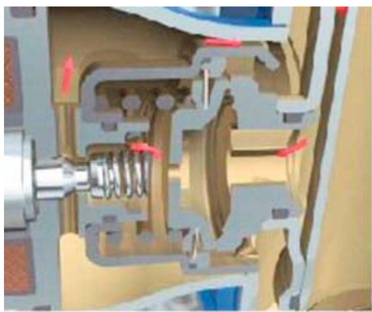


Bild 7-56: Funktionsweise CDC-Ventil

Über zwei Aufbaubeschleunigungssensoren im Bereich der Vorderachse und einen über der Hinterachse erfasst das CDC-System die Aufbaubewegung. Hierzu werden die drei Sensorwerte auf die vier Beschleunigungswerte, die an den Stoßdämpferbefestigungspunkten wirken umgerechnet. Um die Radbewegung zu erfassen ist an den beiden Vorderrädern jeweils ein Beschleunigungssensor montiert.
Die Signale der Vorderachse können unter Berücksichtigung der Fahrzeuggeschwindigkeit auf die Hinterachse umgerechnet werden. Aus den insgesamt acht Beschleunigungssignalen werden in dem CDC-Steuergerät die Relativgeschwindigkeiten der vier Räder in Vertikalrichtung berechnet.
Alternativ besteht die Möglichkeit, die Relativgeschwindigkeiten über Höhenstandssensoren zu erfassen, die teilweise bei aktiven Federungssystemen vorhanden sind. Weitere Sensorinformationen, die den Fahrerwunsch bzw. den Fahrzustand erfassen, werden über den CAN-Bus übermittelt.

Adaptives Dämpfungssystem (ADSII)
Das von ThyssenKrupp und Bilstein entwickelte System ADS (*Adaptives Dämpfungssystem*) ermöglicht eine Beruhigung der Fahrzeugaufbaubewegung durch eine angepasste Verstellung von Zug- und Druckstufe, wobei Zug- und Druckstufe getrennt eingestellt werden können [62]. Hierzu sind 2 Bypass-Ventile notwendig, wodurch sich insgesamt 4 Kennlinien (Stufe 1 bis 4) darstellen lassen. In **Bild 7-57** ist eine Schnittdarstellung der Arbeitsventile zu sehen. Liegt nur eine geringe Vertikal- und Horizontaldynamik an, wird die Kennlinie 1 aktiviert. Das Fahrzeug soll maximalen Komfort bereitstellen. Die Kennlinie 1 entspricht der Ausgangsbetriebsart des Systems.
Bei Überschreitung der Vertikaldynamikschwelle wird die Betriebsart Sky-Hook aktiviert. Die Vertikaldynamikschwellwerte der Betriebsart Sky-Hook sind abhängig von Fahrerwunsch (Komfort/Sport), Straßenzustand, Fahrzeuggeschwindigkeit und Querbeschleunigung. Für eine Sky-Hook-Regelung werden lediglich die Stufen 3 und 2 je nach Einfederrichtung des Rades verwendet (**Tabelle 7-4**).

Tabelle 7-4: Sky-Hook-Regelung mit ADS

	Aufbaugeschwindigkeit	
	Nach oben	Nach unten
Rad federt ein (Druck)	Druck weich	Druck hart
Rad federt aus (Zug)	Zug hart	Zug weich
	Stufe 3	Stufe 2

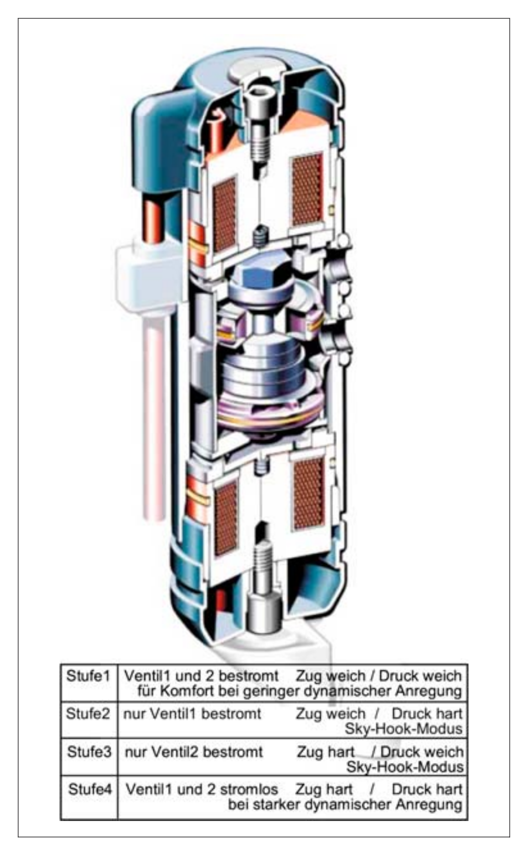


Bild 7-57: Schnittdarstellung der Arbeitsventile (ThyssenKrupp, Billstein)

Die Steuerung erkennt, ob die Karosse sich nach oben hebt oder nach unten sinkt, und beruhigt durch die entsprechende Kombination aus Zug- und Druckstufe die Aufbaubewegung in Vertikalrichtung.
Bei auftretender Horizontaldynamik wird eine zweistufige Strategie aktiviert. Bei Überschreitung von mittelstarker Horizontaldynamik wird zunächst ausgehend von Kennlinie 1 radweise nur die Zug- oder Druckstufe hart gestellt. Bei weiter ansteigender Horizontalbewegung wird dann bei Überschreiten einer zweiten Schwellwertgrenze an allen vier Rädern die Zug- und die Druckstufe hart geschaltet (Kennlinie 4) [62].
Die beschriebenen Betriebsarten können sich ungestört überlagern (zum Beispiel beim gleichzeitigen Auftreten von Vertikal- und Querdynamik) [62].
Da sich die Regelung nur an der Bewegungsrichtung des Aufbaus orientiert, ist eine Umschaltung der Ventile im Bereich der Aufbaueigenfrequenz (~1 Hz) ausreichend. Im Vergleich hierzu arbeitet ein CDC-System im Bereich der Radeigenfrequenz von ungefähr 10 Hz (s. **Bild 3-266**).

Da nur die Aufbaubewegung ausgewertet wird, kann eine einfache Sensorik verwendet werden, die lediglich die Aufbauvertikalbeschleunigungen aufzeichnet. Nachteilig an diesem System sind die Kosten in der Herstellung und die Komplexität in der Handhabung. Die Bypassventile in den Dämpfmodulen sind so gestaltet, dass sie im stromlosen Zustand geschlossen sind. Somit ist im Falle eines Systemausfalls gewährleistet, dass die größtmögliche Dämpfkraft bereitsteht und somit die Fahrsicherheit gewährleistet ist.

Rheologische Dämpfung (MagneRide)
Fließt eine magneto-rheologische Flüssigkeit durch einen Kanal in einem magnetischen veränderbaren Feld, ändert sich auch ihre Viskosität und damit die Dämpfung. Man benötigt keine Proportionalventile [55] Seit 2002 werden solche adaptive Dämpfersysteme der Fa. Delphi in Serie verbaut. Diese Bauart ist im Abschnitt 3.6.8.1 beschrieben.

Regelstrategien für semi-aktive Dämpfer
Für die Ansteuerung von semi-aktiven Dämpfungssystemen gibt es verschiedene Regelstrategien, um die Dämpfkräfte anzupassen. Es wird zwischen der Schwellwert- und der Sky-Hook-Strategie unterschieden (s. Abschnitt 7.2.4), wobei die Schwellwertregelung auch für adaptive Dämpfer verwendet werden kann.
Der **Schwellwertregler** adaptiert die Dämpfraten über einen oder zwei Vertikalbeschleunigungssensoren, die den Fahr- und Fahrbahnzustand erkennen. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Erhöhung des Fahrkomforts. Je nach Systemkonfiguration ist zusätzlich eine querbeschleunigungs- oder lenkwinkelgeschwindigkeitsabhängige Dämpferverhärtung und somit eine Verringerung des dynamischen Wankens und eine Erhöhung der Agilität möglich. Durch Einlesen des Bremslichtschalters bzw. des Bremsdrucks lässt sich außerdem die Nickbewegung beim Bremsvorgang bedämpfen.
Mit der **Sky-Hook-Regelung** lassen sich Störungen, die Aufbauschwingungen anregen, ausblenden. Je nach Richtung der Aufbaubewegung werden Zug- und Druckstufendämpfung erhöht bzw. zu null gesetzt. Der Grundgedanke ist die Entkopplung des Fahrzeugaufbaus von der Straßenanregung. Virtuell gesehen wird der Schwingungsdämpfer statt zwischen Aufbau und Rad, zwischen Aufbau und einem erdbezogenen Inertialsystem, dem Himmel (Sky), mit einem Haken (Hook) angebracht (**Bild 7-58**).
Die Verstelldämpfer müssen in der Lage sein, im Bewegungsumkehrpunkt schnell (im Bereich der Radeigenfrequenz) zwischen verschiedenen Dämpfraten hin und her zu schalten. Hierzu sind zusätzliche Vertikalbeschleunigungssensoren an den Rädern und am Aufbau notwendig. Die notwendige Dämpfrate kann nach folgender Gleichung über den virtuellen Sky-Hook-Ansatz berechnet werden:

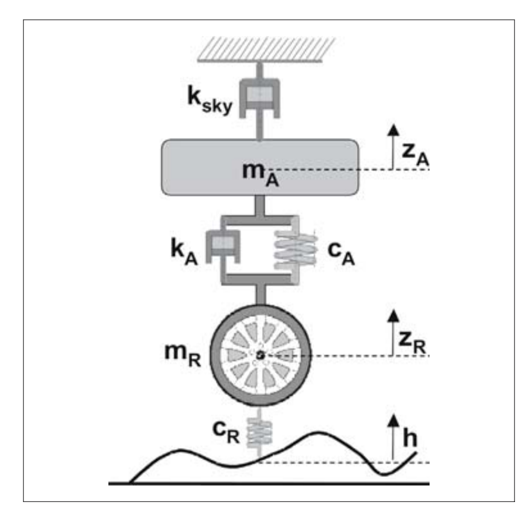


Bild 7-58: Sky-Hook-Viertelfahrzeugmodell

$$F_{\text{sky}} = k_{\text{sky}} \cdot v_{\text{Aufbau}} = k_{\text{Dämpfer}} \cdot v_{\text{relativ}}$$
$$\Rightarrow k_{\text{Dämpfer}} = k_{\text{sky}} \cdot \frac{v_{\text{Aufbau}}}{v_{\text{relativ}}} \qquad (7.5)$$

Hieraus ergeben sich die in **Bild 7-60**, rechts dargestellten Dämpfraten für eine Sky-Hook-Regelung. In Abhängigkeit der Aufbau- und der Radbewegung in Vertikalrichtung werden bei einem semi-aktiven Dämpfungssystem Zug- und Druckstufe verstellt.
Die Vorteile des Sky-Hook-Systems gegenüber der Schwellwertlogik liegen in der zu erzielenden Aufbaustabilität und der gleichzeitigen Möglichkeit der Radbedämpfung.
In Analogie zum Sky-Hook-Ansatz wird bei der **Ground-Hook-Regelung** der Schwingungsdämpfer nicht zwischen Aufbau und „Himmel“ sondern zwischen Boden (Ground) und Rad befestigt (**Bild 7-59**).

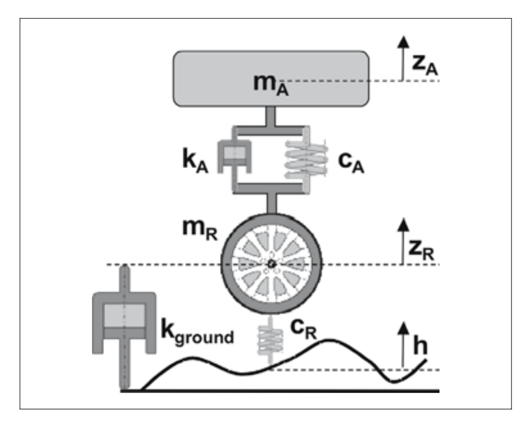


Bild 7-59: Viertelfahrzeugmodell für Ground-Hook

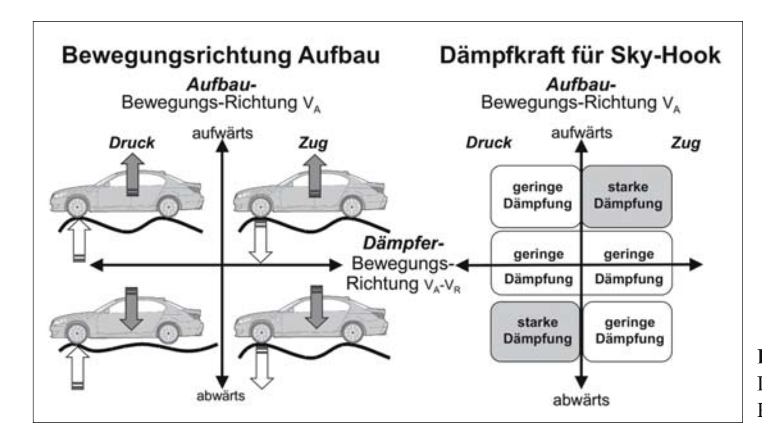


Bild 7-60: Dämpfraten für Sky-Hook-Regelung

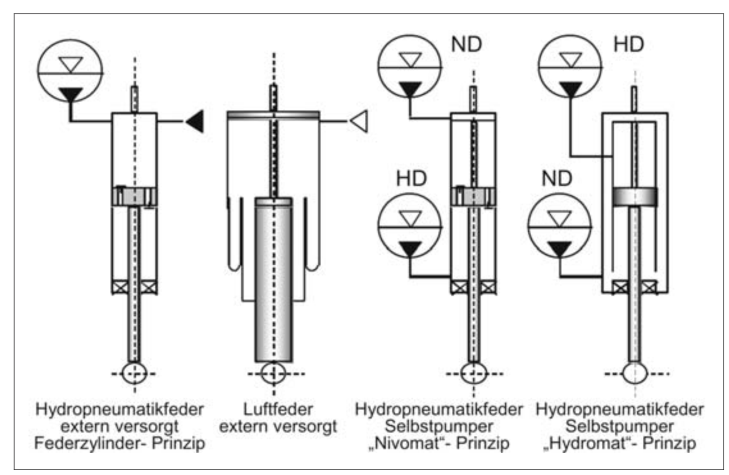


Bild 7-61: Systeme zur Niveauregelung

Beim Sky-Hook-Ansatz ergibt sich eine Dämpferkraft, die von der Aufbaubewegung abhängig ist. Die Radbedämpfung des Ground-Hook-Algorithmus hängt dagegen von der Anregungsfunktion der Fahrbahnoberfläche ab und kann nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$F_{\text{ground}} = k_{\text{ground}}(\dot{z}_R - \dot{h}) \tag{7.6}$$

$$F_D = k_A(\dot{z}_R - \dot{z}_A) \tag{7.7}$$

Analog zum Sky-Hook-Ansatz muss auch hier der reale Dämpfer die Ground-Hook-Kraft aufbringen. Ein Gleichsetzten der Dämpferkräfte führt zu:

$$k_A = k_{\text{ground}} \frac{\dot{z}_R - \dot{h}}{\dot{z}_R - \dot{z}_A} \tag{7.8}$$

7.6.3.4 Niveauregulierungssysteme

Im Bereich der Federung wird zwischen adaptiven und aktiven Federungssystemen unterschieden.

Adaptive Federung-Niveauregulierungssysteme

Adaptive Federungssysteme dienen dazu, den Fahrzeugaufbau im Stand und während der Fahrt abzusenken bzw. zu erhöhen. So kann zum einen bei der Fahrt auf einer Autobahn der c_W-Wert verringert und zum anderen für eine Fahrt durch Schnee bzw. unebenes Gelände die Bodenfreiheit erhöht werden.
In **Bild 7-61** sind vier mögliche Systeme zur Niveauregulierung mittels Gasfeder aufgezeigt (s. auch Abschnitt 3.5.7). Die Luftfeder und die hydropneumatische Feder sind typische Vertreter für die Niveauregelung durch eine Gasfeder. Bei den hydropneumatischen Federn unterscheidet man extern versorgte (Federzylinder) und selbstpumpende Federelemente (Nivomat).

Hydropneumatische Niveauregulierung mit Fremdenergie

Die hydropneumatische Feder wird derzeit hauptsächlich bei Citroen eingesetzt, nachdem die teiltragenden Systeme in Europa weitgehend durch Luftfedern ersetzt wurden. Mit diesen Systemen ist neben einem komfortablen Fahrverhalten auch eine Niveauregulierung bereits im Stand möglich. Somit erzielen fremd-

versorgte hydropneumatische Federungssysteme einen hohen Fahrkomfort und ermöglichen eine adaptive Federung und Dämpfung. Nachteilig für eine reine Niveauregelung sind die Fremdversorgung, der Bauraumbedarf und der Mehrverbrauch durch zusätzliche Aggregate, das Regelungskonzept sowie die Kosten.

Hydractive

Das System *Hydractive* basiert auf der Hydropneumatik des französischen Automobilherstellers Citroen und wurde 1989 mit dem Citroen XM eingeführt Hydractive I). Im Jahr 1993 kam im Citroën Xantia die neue Generation Hydractive II mit dreifacher Rechenleistung auf den Markt, die ab 1994 auch in der zweiten Serie des XM eingesetzt wurde [53].

Die Federungshärte der Hydropneumatik wird durch Druck und Volumen der Federkugeln bestimmt. Die Größe der Bypassbohrung in den Ventilstücken beeinflusst die Dämpfung. Vor diesem Hintergrund lässt sich durch Hinzufügen einer oder auch mehrerer Federkugeln in den Hydraulikteil einer Achse, eine Veränderung dieser Federungs- und Dämpfungsabstimmung erzielen.

Das Hydractive-III-Fahrwerksystem wurde 2001 im Citroen C5 eingeführt (**Bild 7-62**). Im Vergleich zum Hydractive-II-Fahrwerk wurde in C5 statt einem aktiven Stabilisatorsystem eine variable Niveauregulierung implementiert. Das Fahrzeugniveau kann durch hinzufügen bzw. entnehmen von Fluid die Aufbauhöhe ändern. Bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten wird der Aufbau abgesenkt, um den Luftwiderstand zu reduzieren und die Fahrstabilität zu erhöhen. Bei niedrigen Geschwindigkeiten wird der Aufbau angehoben, um einen größeren Federweg für eine komfortable Aufbaufederung zu realisieren.

Sensoren erfassen unter Berücksichtigung von Lenkradwinkel, Bremsdruck, Motordrehzahl und anderen Größen den Fahrerwunsch und passen Feder- und Dämpfereinstellung adaptiv an das Fahrverhalten des Fahrers an. Über das elektrisch angesteuerte Hydraulikventil wird das Zusatzvolumen in den Federungskreis mit einbezogen. Durch das vergrößerte Gasvolumen ergibt sich eine weichere Federungsabstimmung. Eine Reduzierung der Dämpfung wird durch die größere Bypassbohrung im Dämpfungsventil der dritten Kugel erzielt.

7.6.3.5 Aktuelle aktive Federungssysteme

Durch eine aktive Federung sollen die folgenden Vorteile hinsichtlich Fahrkomfort, Fahrsicherheit und Fahrspaß erzielt werden [54].

Hoher Fahrkomfort ist gegeben durch:

- aktive Stabilisierung aller Aufbaubewegungen (Wanken, Nicken, Huben),
- Reduzierung der Dämpfereinstellung und Wegfall des Stabilisators (Abrollkomfort),
- Kurvenneiger.

Hoher Fahrsicherheitsgewinn ist gegeben durch:

- aktive Stabilisierung des Fahrzeugs in der Kurve sowie bei Notmanövern,
- gutmütiges, berechenbares Fahrverhalten,
- Reduzierung der dynamischen Radlastschwankungen,
- Einstellung eines neutralen bis untersteuernden Eigenlenkverhaltens.

Sportlichkeit und Fahrspaß sind gegeben durch:

- Einstellung eines „agilen“ Eigenlenkverhaltens.

Als Steller bietet sich aufgrund des niedrigen Leistungsgewichtes und der hohen Leistungsdichte ein Hydraulikzylinder oder die Kombination mit einer hydropneumatischen Federung an.

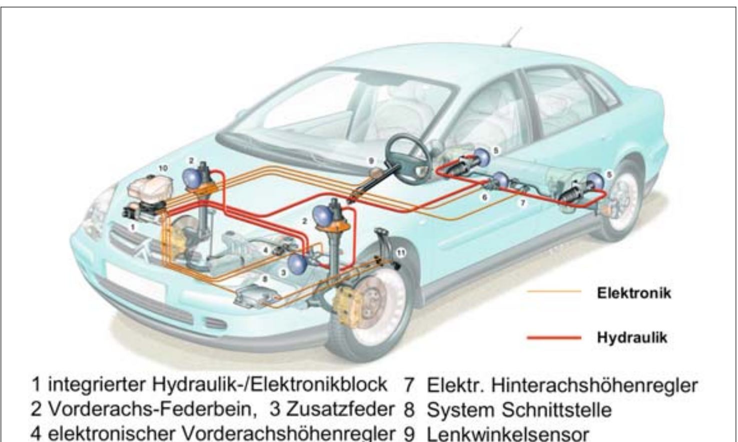


Bild 7-62:
Hydractive III Fahrwerksystem (Citroen C5) [Quelle:Citroen]

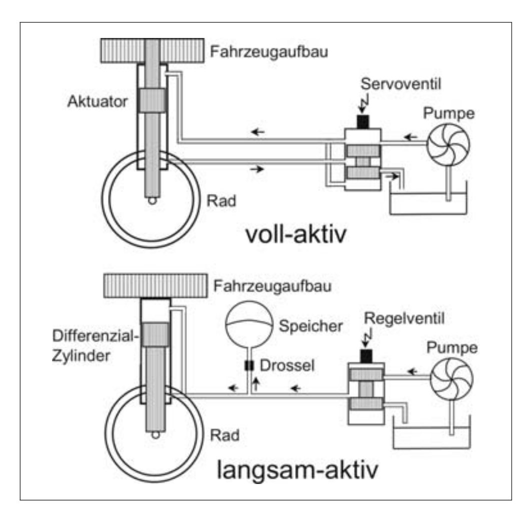


Bild 7-63: Unterscheidung von voll- und langsam-aktiven Systemen [55]

Es lassen sich gegenüber passiven Systemen sowohl im Federungskomfort als auch in der Bodenhaftung der Räder erhebliche Vorteile in einem weiten Frequenzbereich erzielen. Hauptnachteil solcher Systeme ist der hohe Energieverbrauch, der im Bereich von ca. 7 kW (aktive hydropneumatische Systeme) beziehungsweise 20 kW (voll-aktive Federung) liegt [60].
Aktive Federungssysteme lassen sich in voll- und langsam-aktive Systeme unterteilen (**Bild 7-63**).
Zur Zeit befinden sich nur langsam-aktive Federungssysteme im Serieneinsatz. Schnell-aktive Systeme kommen für Straßenfahrzeuge aufgrund der hohen Kosten sowie des enormen Energieverbrauchs noch nicht in Frage. Mögliche neue Konzepte für schnell aktive Federungssysteme werden in Abschnitt 7.6.3.6 vorgestellt. **Tabelle 7-5** zeigt die Hauptmerkmale von voll- und langsam-aktiven Systemen.

Tabelle 7-5: Hauptmerkmale voll-aktiver und langsam-aktiver Systeme [55]

Voll-aktiv	Langsam-aktiv
Fahrzeug steht auf Ölsäule	Serienschaltung Hydraulik mit passiver Feder
Keine passive Federung	Regelung bis ca. 5Hz
Regelung bis über 20 Hz	Reduzierter Energiebedarf
Sehr hoher Energiebedarf	
Schwächen im Abrollkomfort/Akustik	

Active Body Control (ABC)

Das aktive Federungs- und Dämpfungssystem *Active Body Control* (ABC) wurde von DaimlerChrysler auf dem Genfer Automobilsalon 1999 mit den Modellen CL500 und CL600 vorgestellt. Bei diesem System handelt es sich um ein aktives Federungssystem, wobei der Fahrzeugaufbau nur in seinem Eigenfrequenzbereich von 1 bis 2 Hz aktiv beeinflusst wird. Die Räder werden hingegen weiterhin mit passiven Elementen befedert bzw. bedämpft.
Durch eine Einschränkung des Regelbereichs auf 5 Hz wird neben einer Erhöhung von Fahrkomfort und -sicherheit ein relativ niedriger Energieverbrauch realisiert. Zu den niederfrequenten Bewegungen gehören Bewegungen in Richtung der Fahrzeughochachse (Huben), die vor allem durch Fahrbahneinflüsse angeregt werden. Auch Bewegungen um die Fahrzeugquerachse (Nicken), die durch Bremsen und Beschleunigen sowie auf welliger Fahrbahn angeregt werden, und Bewegungen um die Fahrzeuglängsachse (Wanken), die vor allem bei Kurvenfahrt oder durch eine links und rechts unterschiedlich unebene Fahrbahn auftreten, gehören dazu [56].
Das ABC-System kennzeichnet die in **Bild 7-64** dargestellte Anordnung von passiven und aktiven Federungs- und Dämpfungselementen.

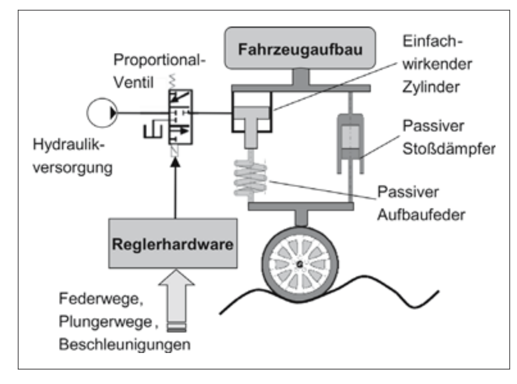


Bild 7-64: Prinzipbild ABC-System [57]

Zu sehen ist eine Reihenschaltung einer Stahlfeder und eines Hydraulikzylinders sowie einem dazu parallel angeordneten Stoßdämpfer. Durch die Hintereinanderschaltung von Zylinder und Stahlfeder handelt es sich um ein volltragendes System [57]. Die Schraubenfeder stützt sich über einen Plungerzylinder gegen den Aufbau ab. So kann der geregelte Hydraulikzylinder eine Federeindrückung ausgleichen, die durch zusätzliche statische oder niederfrequente dynamische Lasten hervorgerufen wird. Die Feder in der Reihenschaltung funktioniert als Filter und die begrenzte Dynamik des aktiven Krafteingriffs wirkt sich nicht komfortmindernd auf den Aufbau aus [58].
Die aktive Federung bietet die Möglichkeit, auf einen passiven Stabilisator zu verzichten, da die Funktion des Wankausgleichs durch das ABC-System realisiert werden kann. Hierdurch bietet sich zusätzlich die Möglichkeit, den Abrollkomfort zu erhöhen und sowohl das straßeninduzierte Wanken als auch die Stößigkeit zu reduzieren.

Hinsichtlich der Auslegung der passiven Feder- und Dämpferelemente wird grundsätzlich eine Feder mit einer hohen Federsteifigkeit und ein relativ weicher Dämpfer verwendet. Die hohe Stahlfedersteifigkeit ergibt sich aus den Anforderungen nach ausreichender passiver Raddämpfung, den Belangen des aktiven Stelleingriffs sowie dem verfügbaren Bauraum. Da jetzt nur noch die niederenergetischen Radschwingungen zu bedämpfen sind, kann durch den aktiven Eingriff – trotz der hohen Federsteifigkeit – ein guter Fahrkomfort realisiert werden (**Bild 7-65**).

Die Dämpferkennlinie lässt sich deutlich schwächer ausgelegen, da nur noch die niederenergetischen Radschwingungen bedämpft werden müssen.

Eine weitere Randbedingung bei der Auslegung der passiven Federungs- und Dämpfungselemente ergibt sich durch die Forderung, dass auch bei einem Ausfall des Systems ein für den Fahrer beherrschbarer Fahrzustand erzeugt werden muss [57].

Zur Bereitstellung der Stellenergie wird ein Hochdruckhydrauliksystem eingesetzt. Ein Speicher pro Achse stellt die zusätzliche Energie bei Spitzenbelastungen (etwa starken Fahrbahnanregungen, Slalom) zur Verfügung. Der Systemdruck liegt bei 200 bar. Der Ölstrom gelangt von der Pumpe zum „K-Block“. Dieser umfasst einen Pulsationsdämpfer zur Geräuschreduzierung, ein Druckbegrenzungsventil und einen Drucksensor, der für die Systemüberwachung und Druckregelung Verwendung findet. Über Hochdruckleitungen gelangt das Öl zu den Ventilblöcken an Vorder- und Hinterachse. Jeder Ventilblock beinhaltet ein 3/3-Proportional-Wegeventil pro Rad zum Befüllen und Entleeren des Plungers sowie je ein Sperrventil zur Zylinderarretierung bei Fahrzeugstillstand. Darüber hinaus sind die Sperrventile Bestandteil des Sicherheitskonzeptes bei Systemausfall.

Das ABC-Steuergerät verarbeitet die folgenden Sensorsignale zur Überwachung und Regelung aller Bewegungen von Karosserie und Plungerwege:

- Längsbeschleunigungssensor,
- Querbeschleunigungssensor,
- drei Vertikalbeschleunigungssensoren zur Ermittlung von Huben, Nicken und Wanken,
- ein Niveausensor je Rad zur Ermittlung des momentanen Fahrzeugniveaus durch Messung des Relativwegs zwischen Rad und Aufbau,
- ein Plungerwegsensor je Rad,
- Druck und Temperatur des Hydrauliksystems.

Durch die hydraulische Ansteuerung wird der Verstellzylinder bewegt und damit die Vorspannung der Feder vergrößert oder verkleinert. Durch die Größe und Geschwindigkeit der Federkraftänderung wird die Federung und Dämpfung des Fahrzeugaufbaus im Frequenzbereich bis 5 Hz beeinflusst.

Der Zweirohrgasdruckstoßdämpfer im ABC-Federbein ist, wie oben beschrieben, in erster Linie zur Dämpfung der höherfrequenten Radschwingungen verantwortlich (**Bild 7-66**).

Algorithmen

Im ABC-Steuergerät werden die folgenden Algorithmen verarbeitet [56]:

- Sky-Hook-Algorithmus (s. Abschnitt 7.6.3.3),
- Aktakon-Algorithmus (Algorithmus zur aktiven Aufbaukontrolle),
- Querbeschleunigungsaufschaltung,
- Längsbeschleunigungsaufschaltung.

Der Aktakon-Algorithmus verarbeitet die Relativwege zwischen Fahrzeugaufbau und einzelnen Rädern. Ein Ist-Soll-Vergleich des Relativwegs ermöglicht, das Fahrzeug auf ein bestimmtes Niveau zu bringen und es dort zu halten (Niveauregulierung). Gleichzeitig wird das Federungsverhalten und damit der Fahrkomforteindruck beeinflusst [56]. Quer- und Längsbeschleunigungsaufschaltung dienen zur Reduktion von Aufbaubewegungen bei dynamischen Fahrmanövern wie z.B. Brems- und Beschleunigungsvorgängen.

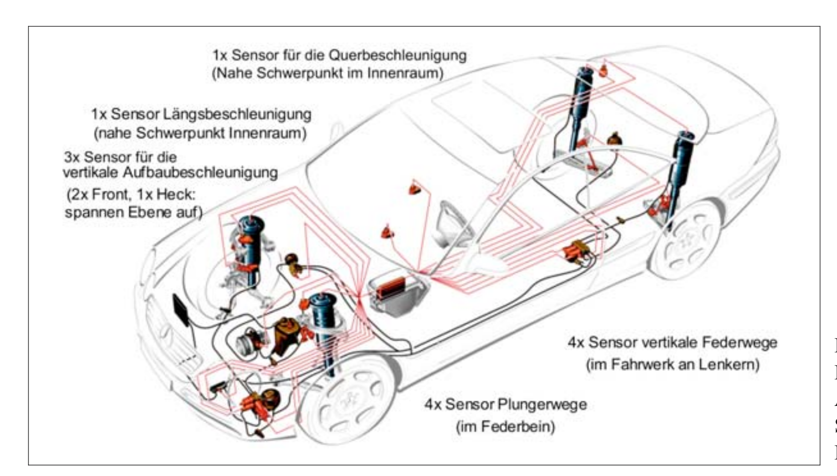


Bild 7-65:
Die Komponenten des Active-Body-Control-Systems (ABC) von DaimlerChrysler

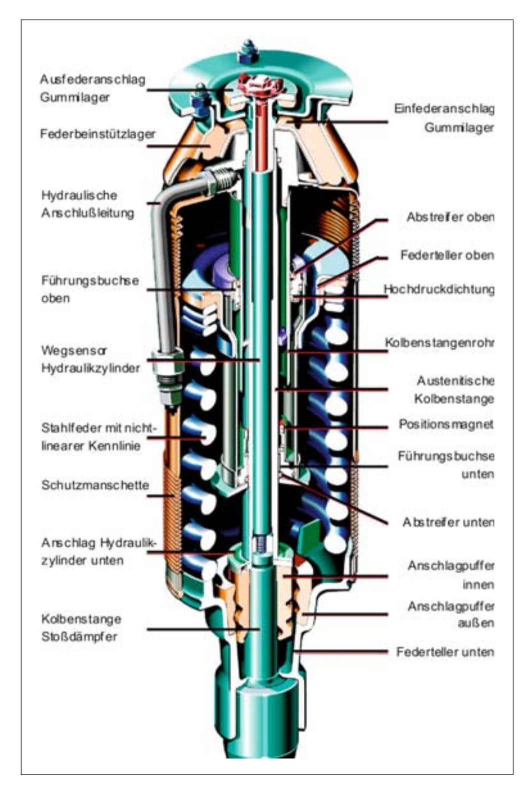


Bild 7-66: Schnittdarstellung ABC-Federbein

7.6.3.6 Voll-aktive, integrierte Fahrwerksysteme

Voll-aktive Fahrwerksysteme befinden sich zurzeit noch im Entwicklungsstadium. Eine Übersicht über bereits vorgestellte Konzepte gibt **Bild 7-67**.

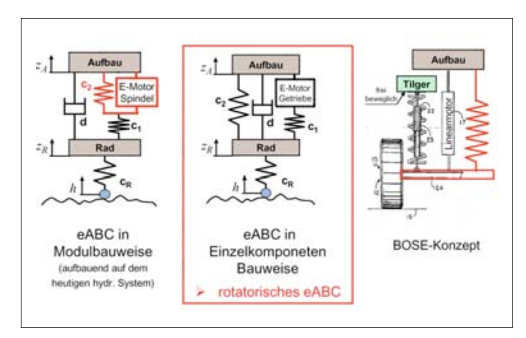


Bild 7-67: Konzepte für aktive Fahrwerksysteme

Basierend auf dem bekannten ABC-System gibt es Überlegungen, den Hydraulikzylinder durch einen Elektromotor zu ersetzen, der durch die Federfußpunktverstellung den Aufbau nach Bedarf nach oben oder nach unten bewegt. Die Vor- und Nachteile der beiden Systeme sind in **Tabelle 7-6** aufgeführt.

Tabelle 7-6: Vor- und Nachteile elektromechanischer Federungssysteme

	Hydraulisch	Elektromechanisch
Stärken	hohe Leistungsdichte	Wenige Einzelkomponenten
	Erfahrung aus Serieneinsatz	Geringer Montageaufwand
		Lastabhängiger Leistungsbedarf
		Trockenes System, Geringerer Systempreis
Schwächen	Leistungsdimensionierung muss für Leerlauf erfolgen. Dadurch im Mittel überdimensio-niert	Geringere Leistungsdichte, z.B. höherer Energieverbrauch bei Spitzenlast
	Verrohrungsaufwand, Kühlung	Geringerer Wirkungsgrad bei bestimmten Fällen
	umweltbelastendes Medium	

Elektromagnetisches Suspension-System

An Stelle der herkömmlichen Federbeine besitzt das Bose-Suspension-System vier elektromagnetische Linearmotoren, die sämtliche Fahrbahnunebenheiten aktiv kompensieren. Das Fahrzeug gleitet über Schlaglöcher und Bodenwellen hinweg, ohne dass die Karosserie sich bewegt. Auch Wank- und Nickbewegungen können mit dem Bose-Suspension-System kompensiert werden. Das Bose-Suspension-System ist in **Bild 7-68** und **Bild 7-69** [59] dargestellt.

Ein wesentlicher Vorteil des elektromagnetischen Ansatzes ist die Stellgeschwindigkeit. Der Linearmotor ist schnell genug, um allen Fahrbahnunebenheiten entgegen zu wirken. Das System besitzt Leistungsverstärker, welche die elektrische Energie den Linearmotoren zur Verfügung stellen. Die Leistungsverstärker sind regenerativ konzipiert, so dass sie Energie durch die Linearmotoren aufnehmen können.

Überfährt das Fahrzeug z.B. ein Schlagloch, so wird die Energie genutzt, um den Linearmotor auszufahren und die Fahrzeuginsassen von der Vertikalstörung zu entkoppeln. Sobald das Rad wieder einfedert, wirkt der Linearmotor als Generator und liefert Energie zurück an den Leistungsverstärker. Zusätzlich bedämpft der Linearmotor im Generatorbetrieb die Radbewegung. Durch dieses Konzept wird der Leistungsbedarf des Bose-Suspension-Systems mit weniger als 1 kW auf einer normalen Fahrbahn angegeben.

Zusätzlich zum Linearmotor verfügt das Bose-Suspension-System über eine Torsionsfeder an jedem Rad, welche die statische Radlast aufnimmt.



Bild 7-68: Bose-Suspension-System [69]



Bild 7-69: Bose-Suspension-System [69]

Electrical Active Body Control (eABC)
Das teiltragende System des Electrical Active Body Control (eABC), das sich noch in der Vorentwicklungsphase befindet, hat einen Elektromotor mit Spindel statt eines Hydraulikzylinders, der durch die Federfußpunktverstellung den Aufbau nach Bedarf nach oben oder unten bewegt (**Bild 7-70**). Es basiert auf bekannte, bewährte Komponenten, die wegen ihres kompakten Aufbaus auch die Packageanforderungen erfüllen.

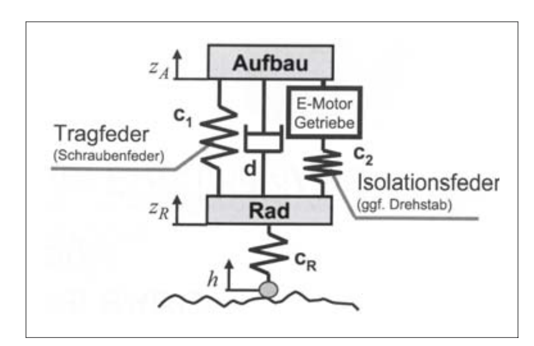


Bild 7-70: eABC-System, Blockschaltbild

Rad-, Aufbau- und Wankdämpfung (ASCA)
Das neuartige aktive Fahrwerk ASCA (*Active Suspension via Control Arm*) von ZF Lemförder integriert die Funktion einer aktiven Aufbaustabilisierung und optimalen Abrollkomfort in einem System. Die Regelung der Aufbaubewegung in den Freiheitsgraden Nicken, Wanken und Huben wird mit einer variablen, radbezogenen Dämpfung in einem Fahrwerkregler zusammengefasst [70] ASCA vereint die funktionalen Vorteile bekannter aktiver Systeme wie Dynamic Drive, ABC (*Active Body Control*) und CDC (*Continous Damping Control*) in einem einzigen System (**Bild 7-71**).
Das System ermöglicht einen optimalen Abrollkomfort mit einem sehr geringen Dämpfungsmaß in Kombination mit der virtuellen Reduzierung der Aufbau-Federrate durch die Aufbau-Regelung. Aus der Dämpfungsauslegung resultiert ein Komfortvorteil. Dieser wird sowohl in der passiven Grundabstimmung durch eine relative geringe Grunddämpfung als auch im aktiven Betrieb, bei dem der Aufbau frequenzabhängig geregelt wird, wirksam. Die Raddämpfung bleibt dabei weitgehend unberührt und kann überwiegend unabhängig der jeweiligen Fahrbahnbeschaffenheit angepasst werden. Als teiltragendes Konzept werden die aktiven Stellkräfte bedarfsgerecht und radindividuell aufgebracht. Die stationäre Last wird ausschließlich von der passiven Aufbaufeder getragen. Dadurch wird ein niedriger gemittelter Energiebedarf erreicht.
Mit dem Ansatz der funktionalen Integration können konventionelle passive Komponenten wie Dämpfer und Querstabilisator entfallen. Damit wird eine mechanische Entkopplung der Räder einer Achse möglich. Einseitige oder gegensinnige Anregungen der Straße führen nicht mehr zwangsläufig zu den prinzipbedingten nachteiligen Kopiereffekten, die den Schwingungskomfort verringern.
Durch die Parallelschaltung der Aufbaufeder und des Aktuators sowie durch die sehr geringen internen Leistungsverluste benötigt das System max. 1,2 kW pro Rad.

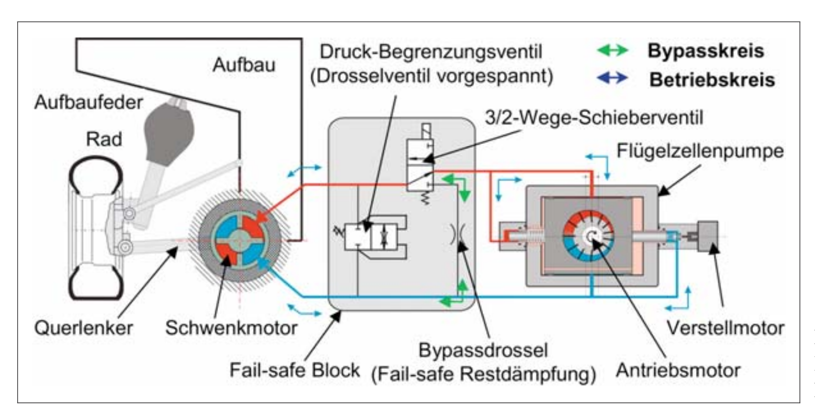


Bild 7-71: Integrierte Wank- und Dämpfungsregelung

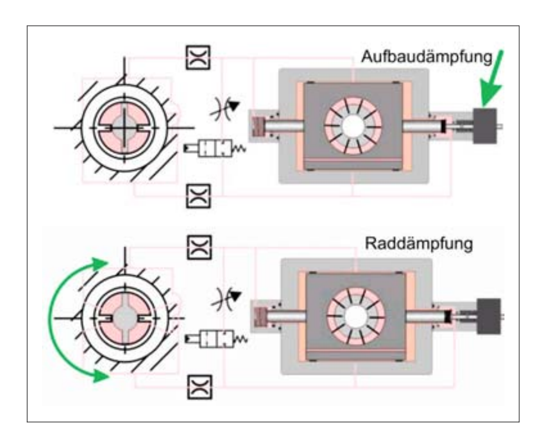


Bild 7-72: Integrierte Wank- und Dämpfungsregelung

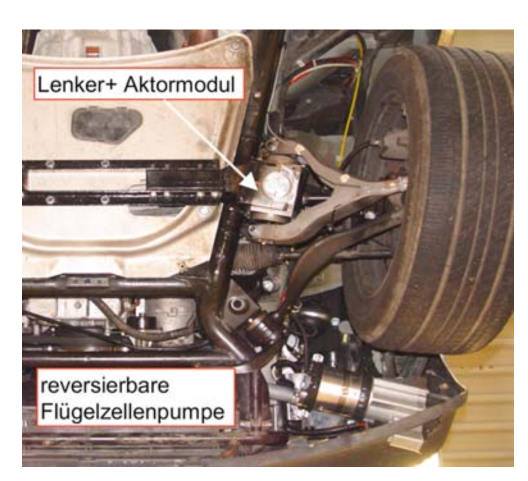


Bild 7-73: Integrierte Wank- und Dämpfungsregelung, eingebaut an einem Versuchsträger (SUV)

Das System arbeitet hoch dynamisch (Raddämpfung bis zu 30 Hz. und Aufbaudämpfung bis zu 5 Hz). Bei einer Regelung der Raddämpfung entsteht ein geschlossener Regelkreis ohne externen Regeleingriff, **Bild 7-72** unten. Bei einer Regelung der Aufbaudämpfung wird die Statorkulisse der Pumpe mit einem Schrittmotor je nach notwendiger Förderrichtung ca. 2 mm nach rechts oder links betätigt, **Bild 7-72** oben. Dabei dreht sich der Motor immer in der gleichen Richtung ohne zu stoppen (sehr geringe Massenträgheit). Die Drehzahl der Pumpe wird als zusätzlicher Parameter für die Dämpfungsanpassung benutzt.
Bild 7-73 zeigt die Anordnung der Systemkomponenten an der Vorderachse bei einem Serien-SUV.

7.6.3.7 Lagersysteme

Im Rahmen der aktiven Kinematik werden im Weiteren aktive Lagerungen behandelt werden, wobei hierfür folgende Einteilung verwendet werden soll:

- **Adaptive Lager:** Lager mit veränderbaren Eigenschaften (z.B. Steifigkeit, Dämpfung),
- **Aktive Lager:** Lager mit einer integrierten Aktorik (z.B. Motor, Steller, etc.),
- **Intelligente Lager:** Lager mit integrierter Sensorik (z.B. Kraft, Weg, Winkel).

Unter dem Gesichtspunkt guter fahrdynamischer Eigenschaften sollte ein Fahrwerklager möglichst steif ausgelegt werden, damit sich die Radstellungsparameter nicht negativ auf das Fahrverhalten auswirken [71] Auf der anderen Seite sollte ein Fahrwerklager hinsichtlich eines guten Fahrkomforts weich ausgelegt sein. Dies führt bei einer Krafteinwirkung allerdings wiederum zu einer unerwünschten Radstellungsänderung.
Diese Anforderungen zeigen den Zielkonflikt bei der Entwicklung eines Fahrwerklagers auf. Einen Ausweg aus diesem Zielkonflikt bieten adaptive oder aktive Fahrwerklager, die ihre Eigenschaften an die jeweilige Fahrsituation anpassen [72, 73]

Die Firmen ContiTech und ContiTeves haben hierzu ein aktives Fahrwerklager entwickelt, dessen Aufbau in **Bild 7-74** dargestellt ist. Das steifigkeitsschaltbare Gummilager besteht aus zwei in Serie geschalteten Buchsen und einem Gehäuse. Die äußere Buchse im Gummilager ist als weiche Schubfeder C_1 ausgeführt und die innere als harte Radialbuchse mit der Federsteifigkeit C_2 (**Bild 7-75**).
Das Gehäuse besteht aus drei Bauteilen:Dem Mittelteil, in dem das Gummilager eingepresst ist, und zwei Zylinderköpfen mit integrierten Stellkolben [75] Im ungeschalteten Zustand weist das Lager eine weiche Steifigkeit mit C_1 und C_2 auf.
Die Steifigkeitsschaltung erfolgt über die Zustellung beider Stellkolben an die Anschläge C_3 mit Parallelschaltung der äußeren Schubfeder C_1. Die im Eingriff wirksamen Federn ergeben sich aus der Schubfeder C_1, der Radialbuchse C_2, den Gummianschlägen C_3 zwischen Stellkolben und Innenmetallteil und dem Hydrauliksystem C_4.

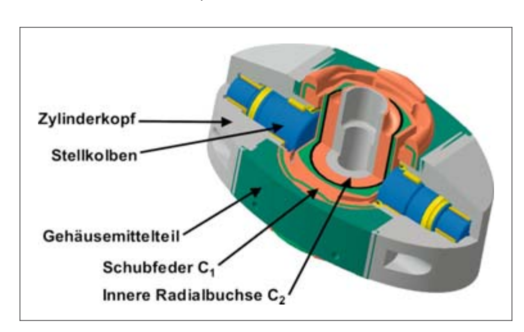


Bild 7-74: Konstruktiver Aufbau eines aktiven Fahrwerklagers [74]

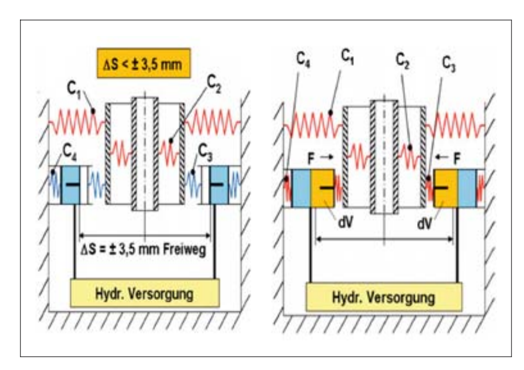


Bild 7-75: Ungeschalteter und geschalteter Zustand [75]

Das aktive Fahrwerklager erlaubt zusätzlich eine Verschiebung des Arbeitspunktes. Wird das Fahrwerklager um eine Positionsregelung ergänzt, so können definierte Eingriffe in die Hinterachskinematik vorgenommen werden, so dass eine Lenkfunktion dargestellt werden kann. Weitergehende Möglichkeiten bieten aktive Spurstangenlager. Konzepte zur Lenkunterstützung für Trapez- oder Mehrlenkhinterachsen werden derzeit entwickelt (**Bild 7-76**) [75]

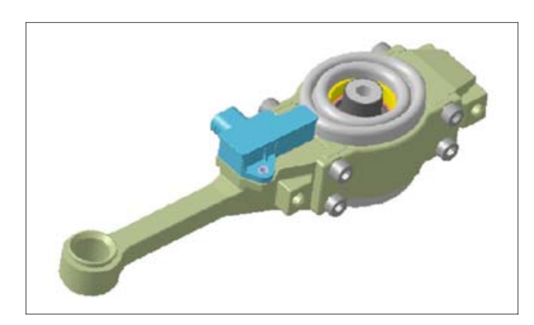


Bild 7-76: Aktives Spurstangenlager [75]

Intelligente Lager
Durch Integration von Winkelsensoren in den Lagerstellen kann die Positionsänderungen zwischen Rad und Aufbau gemessen werden. Die Sensorintegration in Kugelgelenken erlaubt prinzipiell die Erfassung von Lenk- und Federbewegungen, während die Integration von Wegsensoren in Gummilagern theoretisch die Bestimmung der Lenkkräfte erlaubt und die Messung des Winkels zur Bestimmung des Federwegs herangezogen werden kann.

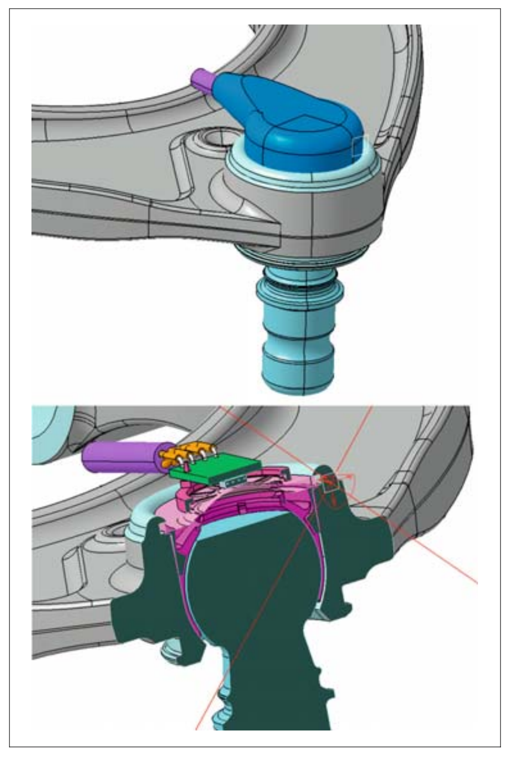


Bild 7-77: Kugelgelenk mit Sensor:Sensor und Auswerteelektronik sind in einem ASIC untergebracht

Grundsätzlich sind zwei Varianten zu unterscheiden: Die Messung von Deformationen zur Bestimmung von Kräften und die Messung von Winkeln zur Bestimmung der Einfederwege. Im Bereich der Sensor-Kugelgelenke wurden in den letzten Jahren mehrere Lösungen patentiert [76]
Das Messprinzip basiert auf Magneteffekten, die als hall- oder magnetoresistive Sensorsysteme zum Einsatz kommen. **Bild 7-77** zeigt ein serienreifes intelligentes Lager (hier ein Kugelgelenk) mit integriertem Winkelmesssystem der beiden Kippbewegungen.

7.7 X-by-wire

X-by-wire-Systeme ersetzen die mechanische oder hydraulische Verbindung zwischen dem Betätigungsmittel und dem Aktuator durch elektrische Signale. Der Aktuator wird ferngesteuert. Da die Befehle für Lenken, Bremsen, Gasgeben, Schalten und Koppeln vom Fahrer über ein Bedienelement eingegeben werden, kommen nur diese Funktionen als X-by-wire-Systeme in Frage.

7.7.1 Steer-by-wire

Im Vergleich zu der bereits vorgestellten Überlagerungslenkung (s. Abschnitte 7.6.2.1 und 3.4.9) ergeben sich für ein Steer-by-wire-System die folgenden Merkmale:

- der Lenkstrang ist konzeptbedingt aufgetrennt,
- der Winkelaktuator setzt den Fahrerwunsch in Lenkbewegung der Vorderräder um,
- der Lenkmomentenaktuator erzeugt ein frei definierbares Betätigungsmoment.

Bild 7-78 zeigt beispielhaft den Aufbau eines Steer-by-wire Systems.

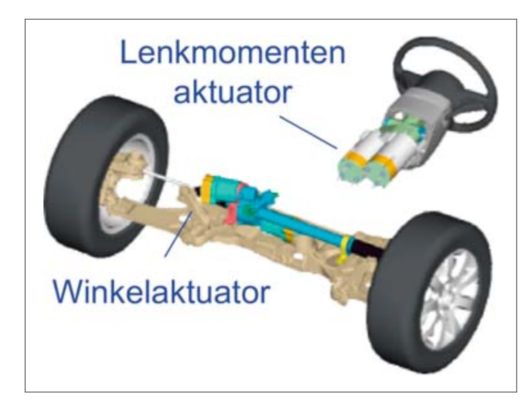


Bild 7-78: Prinzipaufbau eines Steer-by-wire-Systems

Durch Trennung des Lenkstrangs ergeben sich zahlreiche neue Möglichkeiten für ein Steer-by-wire-System:

- neue konstruktive Freiheitsgrade für Motorraumkomponenten,
- keine konstruktiven Unterschiede zwischen Links-/Rechtslenkern,
- Verletzungsrisiko durch die Lenksäule bei einem Unfall reduziert,
- Lenkverhalten durch Software applizierbar,
- Lenkeingriffe im Bereich FDR und Spurführung möglich,
- Verbesserung des Lenkkomforts (Entkopplung von Fahrbahnstörungen),
- Betätigungsmoment per Software applizierbar.

Im Vergleich zur Überlagerungslenkung ergeben sich vor allem Vorteile im Bereich des Packaging und der passiven Sicherheit. Eine Überlagerungslenkung, welche um einen aktiven Lenkmomentensteller ergänzt wird, erzielt vergleichbare Funktionalität.
Aufgrund des sicherheitskritischen Systems Lenkung ergeben sich neue Anforderungen und Herausforderungen bei der Entwicklung Zuverlässigkeit, Überwachbarkeit und Fail-Safe-Konzept. Diese Anforderungen müssen durch entsprechende systemtechnische konstruktive Gestaltung gewährleistet werden. Hieraus ergeben sich folgende Ziele für die Entwicklung neuer Lenkungssysteme:

- Erhöhung der aktiven und passiven Fahrzeugsicherheit,
- Realisierung UvA (unfallvermeidendes Auto, autonomes Fahren),
- neue Freiheiten für Package und Design,
- Differenzierung zum Wettbewerb durch spezifische Funktionalitäten (Fahrverhalten),
- modularer Aufbau (plug and play).

Zusätzliche Möglichkeiten:

- On-line-Einstellung der Fahrzeugkonfiguration,
- On-line-Diagnose,
- Download neuer Features.

Neben den herkömmlichen ergeben sich neue Randbedingungen für den Entwicklungsprozess.
Herkömmliche Randbedingungen:

- Komplexitätsbegrenzung,
- Verkürzung der Entwicklungszeiten,
- Kostenreduzierung.

Neue Randbedingungen:

- Regelungssoftware prägt verstärkt die Funktionalität (Fahrerverhalten und -sicherheit),
- Module verschiedener Hersteller vernetzbar bzw. austauschbar,
- Software wird zum Wirtschaftsgut,
- sicheres Gesamtsystem X-by-wire.

Aus den Anforderungen und den Randbedingungen für den Entwicklungsprozess ergeben sich die folgenden Herausforderungen in der Entwicklung:

- Erkennung und Nutzung von Synergiepotenzialen der Fahrwerksysteme,
- Definition und Standardisierung von Schnittstellen zwischen Aktuator, Bus, Sensor und Steuergerät (Modularität),
- Entwicklung von Smart Aktuators,
- lokale Regelung,
- Plug and Play (Daten und Energieanschluss),
- Entwicklung von Smart Sensors,
- Selbstüberwachung,
- Reduzierung der ECUs und Gateways durch verteilte Regelungen und Redundanzstrukturen,
- Begrenzung der Bussysteme im Fahrzeug,
- Standardisierung eines leistungsfähigen, echtzeitfähigen und fehlertoleranten Bussystems,
- Einigung auf Standardentwicklungstools.

Fazit

Aktive Lenksysteme werden zukünftig eine immer stärkere Verbreitung erfahren. Verstärkte Berücksichtigung des Kundennutzens in den Entwicklungsprozess neuer Funktionalitäten ist notwendig. Ein vollständiger Ersatz der hydraulischen Hilfskraftlenkung durch EPS-Systeme ist wegen der Energieproblematik derzeit nicht absehbar. Steer-by-wire wird nicht revolutionär einsetzen, sondern aus einer evolutionären Weiterentwicklung der aktuellen Systeme entstehen (z.B. Steer-by-wire-Funktionen darstellbar durch Kombination lagegeregelter EPS/HPS und Überlagerungslenkung). Vor allem bei Steer-by-wire Systemen steht die Klärung der Sicherheitsfragen bezüglich *Fault Tolerant* und *Fail Operational* sowie *Fail Safe* und *Fail Sailent* noch aus.

7.7.2 Brake-by-wire

Ziel der Bremsenentwicklung wird es langfristig sein, sämtliche Funktionalität, die heutige und zukünftige Bremssysteme im Hinblick auf Fahrwerkregelsysteme erfüllen müssen, durch Sensorik und elektrische Aktuatorik mittels Programmierung darzustellen [77].

Das Ergebnis werden „trockene“ Bremssysteme sein, die zur Signalübertragung und Bremskrafterzeugung nur über Verkabelung und elektromechanische Aktuatoren verfügen. Sie können dabei vollständig auf die konventionelle Übertragungseinheit, bestehend aus Hydraulikflüssigkeit, Hydraulikleitungen, Hydraulikzylindern und Bremskraftverstärker, verzichten.

Die elektrischen Bremsen werden deshalb auch als „Brake-by-wire“ bezeichnet. Das Bremspedal ist bei ihnen rückwirkungsfrei mechanisch von den Radbremsen entkoppelt. Diese Entkopplung spielt vor allem bei ABS-Bremsungen eine Rolle, da viele Fahrer das Vibrieren im Pedal als Fehlfunktion deuten, als Folge daraus den Pedaldruck reduzieren und somit Bremsweg verschenken [78].

Darüber hinaus lassen sich in elektrischen Bremsen Zusatzfunktionen implementieren, wie z.B. ein radselektiver Bremseneingriff, Voranlegen der Beläge bei Erkennung einer Gefahrensituation oder aber eine Verlängerung der Belaglebensdauer durch eine optimierte Bremskraftverteilung. Der Verschleißzustand kann dabei einfach über den Wegsensor in der Bremse erkannt werden. Deutlich werden Verstärker-(Boost-)Funktionen und Bremseingriffe bei Objekterkennung vereinfacht [77].

Bei elektrischen Bremssystemen, unabhängig davon, ob sie als elektrohydraulisches oder rein elektrisches System konzipiert wurden, handelt es sich ausschließlich um Fremdkraft-Bremsanlagen. Im Gegensatz zu konventionellen Systemen, die auch als Hilfskraft-Bremsanlagen bezeichnet werden, wird hier die Pedalkraft lediglich als Sensorsignal verwendet. Sie trägt nicht direkt zur Bremskrafterzeugung bei. Konventionelle Systeme nutzen die um eine Hilfskraft F_H erweiterte Fußkraft F_F zum Druckaufbau im Hydrauliksystem. Bei elektrischen Bremssystemen muss demnach zusätzlich Energie zugeführt werden, um den erforderlichen Bremsdruck aufzubauen.

In den weiteren Unterkapiteln werden nacheinander die elektrohydraulischen (EHB) und die elektromechanischen Bremssysteme (EMB) erläutert. Eine detaillierte Komponentenbeschreibung ist in Abschnitt 3.3.7 zu finden. Im Anschluss daran folgt die Vorstellung einer unkonventionellen Fahrzeugbremse, der Radialbremse, die auch als Vollbelagscheibenbremse bezeichnet wird. Bei dieser Radbremsenbauart bedecken die Bremsbeläge vollständig und nicht nur zu einem Teil die Reibfläche der Scheibe. Eine weitere unkonventionelle Bremsart stellt die in Abschnitt 7.7.2.4 beschriebene Keilbremse dar.

7.7.2.1 Elektrohydraulische Bremse (EHB)

Ein erster Schritt zu einem Brake-by-wire-System stellt die elektrohydraulische Betriebsbremse (EHB) dar. Bei diesem System wird der Bremswunsch elektronisch im Pedalmodul in Form eines Weg- und Drucksignals sensiert und über eine Steuereinheit elektrisch an die Radbremsen weitergeleitet. Die Aufbringung der Bremskraft erfolgt bei diesem System weiterhin hydraulisch (**Bild 7-79**) [79].

Ein während der Fahrt von einer elektrischen Pumpe gefüllter Druckspeicher liefert den erforderlichen hydraulischen Systemdruck. Dieser, auf 140 bis 160 bar vorgespannte Membranspeicher, stellt für mehrerer, direkt aufeinander folgende Bremsungen das notwendige Bremsflüssigkeitsvolumen zur Verfügung.

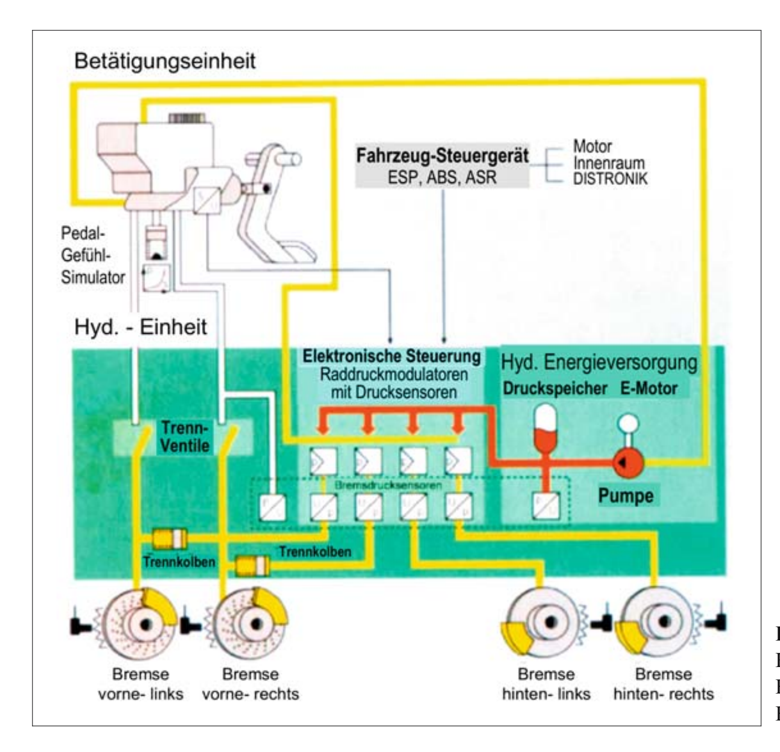


Bild 7-79:
Konzeptübersicht des SBC-Bremssystems von Mercedes-Benz [30]

Die elektrohydraulische Bremse verfügt über einige Vorteile gegenüber rein hydraulische Bremssysteme. Durch die mechanische Entkopplung der Bremspedaleinheit vom Hydraulikaggregat entfällt das Pulsieren des Pedals bei ABS-Bremsungen. Zusatzfunktionen wie Bremsassistent oder radselektiver Bremseingriff des ESP sowie bestimmte Komfortansprüche können außerdem einfach elektronisch implementiert werden [31]. Eine Redundanz des Bremssystems ist dadurch gegeben, dass im Falle einer fehlerhaften Funktion eine hydraulische Verbindung vom Pedal zur Bremse geschaltet wird, die im Normalbetrieb durch Trenn-ventile geöffnet bleibt. Im Normalbetrieb besteht daher keine mechanische Verbindung zwischen Bremspedal und der Radbremse [32].

7.7.2.2 Elektromechanische Bremse (EMB)

Das System der elektromechanischen Bremse stellt die vollständige Elektrifizierung der Betriebsbremse dar. In diesem System entfallen im Gegensatz zur EHB sämtliche hydraulische Komponenten. Der Fahrer ist mechanisch rückwirkungsfrei von den Radbremsen entkoppelt [33]. Auch die EMB ist eine reine Fremdkraftbremsanlage. Die Energie zur Betätigung der Radbremse muss von der elektrischen Energieversorgung des Fahrzeugs zur Verfügung gestellt werden. Hierfür wird aller Voraussicht nach das 42-V-Bordnetz erforderlich sein. Zusätzlich benötigt die EMB ein redundantes Signal- und Energienetz [34].

Vor- und Nachteile der elektrischen Bremssysteme
Die Aufgaben, die bei konventionellen und bei EHB-Bremssystemen die Hydraulik übernimmt, nämlich Energiefluss, Getriebe und Aktorik, wird bei der EMB von elektromechanischen und elektronischen Komponenten übernommen. Daraus ergeben sich die in **Tabelle 7-7** aufgeführten Vorteile [33].
Den Vorteilen dieses Systems stehen allerdings noch nicht gelöste Probleme gegenüber, die bislang den Serieneinsatz solcher Bremssysteme verhindert haben. Diese Nachteile werden den Vorteilen gegenübergestellt [31].

7.7.2.3 Elektromechanische Bremse von Teves

ContiTeves präsentierte 1997 die 4. Generation ihres elektromechanischen Aktuators [35]. Der wesentliche Bestandteil bildet die im FN-Schwimmsattelprinzip ausgeführte Radbremse selbst. An die Faust des Schwimmsattels ist der eigentliche Aktuator der Bremse angeflanscht. Er überwindet das Lüftspiel zwischen den Belägen und der Bremsscheibe und erzeugt den Bremsdruck durch einen elektrischen Motor mit einem Rollengewinde. Er muss in der Lage sein, im Fading-Fall Spannkräfte bis 50 kN innerhalb von 200 ms aufzubauen. Dies erfordert eine kurzzeitige elektrische Leistung von rund 500 W pro Rad.

Tabelle 7-7: Vor- und Nachteile elektrische Bremssysteme [81, 83, 86]

Vorteile der elektrischen Bremssysteme	Nachteile der elektrischen Bremssysteme
Verzicht auf Hydraulikleitungen und Flüssigkeiten (EMB)	
Einsatz eines Bremskraftverstärkers nicht erforderlich	42-V-Bordnetz erforderlich
Radselektiver Bremseneingriff möglich	Erhöhter Energieverbrauch
Rückwirkungsfreie, mechanische Entkopplung der Radbremsen vom Bremspedal (ABS-Pedal-Pulsieren)	Redundanz und Sicherheitskonzept (Fail-Safe) sind noch nicht eindeutig geklärt (EMB)
Körperschallbrücke über Pedalsystem und Bremskraftverstärker entfällt	50 kN Spannkraft bei entsprechender Dynamik der Bremse wurden noch nicht realisiert
Optimiertes Pedalgefühl (Kraft-Weg-Kennlinie) unbeeinflusst von Störgrößen wie Beladung oder Gefälle	Eventuell höhere Radmassen durch Aktuatorik in den Bremssätteln (EMB)
Umweltverträglich und wartungs- und geräuscharm (EMB)	
Parkbremse lässt sich einfacher integrieren	
Verbessertes Crashverhalten	
Bessere Ergonomie durch verstellbare Pedalerie	
Verbessertes Package vor allem im Motorraum	
Nahezu geräuschfreies Arbeiten (EMB)	
Hohe Systemdynamik	

7.7.2.4 Radialbremse

Das Konzept der Radialbremse ist schon seit vielen Jahren bekannt und wird auch, beispielsweise bei Landmaschinen, angewendet. Im Prinzip ist die Radialbremse ein Sonderfall der konventionellen Teilbelag-Scheibenbremse. Ihre Bremsbeläge überdecken den Reibring der Bremsscheibe vollständig und nicht nur in einem Sektorbereich. Auch bei der Radialbremse kann der Bremssattel in Form einer Fest- oder Schwimmsattelkonstruktion gestaltet werden. Die kanadische Firma NewTech entwickelt zur Zeit ein neuartiges Konzept einer Radialbremse für den Einsatz in Personenwagen zur Serienreife. Diese soll unter dem Namen *Full Contact Disc Brake* angeboten werden. Dabei handelt um es sich eine Scheibenbremse mit einer Kombination aus einer Fest- und Schwimmsattelkonstruktion (**Bilder 7-80** und **7-81**). Der äußere und innere Bremsbelag überdecken jeweils den gesamten Reibring der Scheibe. Auch das NewTech-Radialbremsenkonzept arbeitet mit einer konventionellen hydraulischen Betätigung.

Der Bremssattel ist wie bei einer Festsattel-Konstruktion am Radträger fixiert und nicht verschiebbar. Allerdings verfügt die NewTech-Bremse hier nur radträgerseitig über einen Betätigungskolben (**Bild 7-82**). Damit auch der äußere Bremsbelag an der Bremsscheibe zum Anliegen kommt, ist diese in axialer Richtung verschiebbar gelagert. Die Übertragung des Bremsmoments auf den Radträger lässt diese Linear-Gleitlagerung zu.

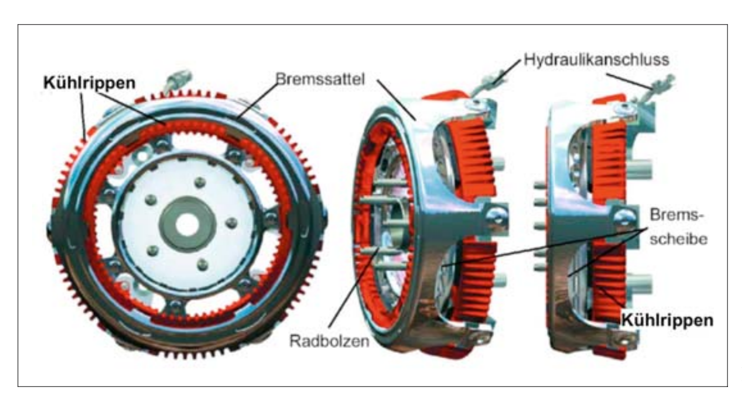


Bild 7-80:
Full-Contact-Disc-Brake der kanadischen Firma NewTech [87]

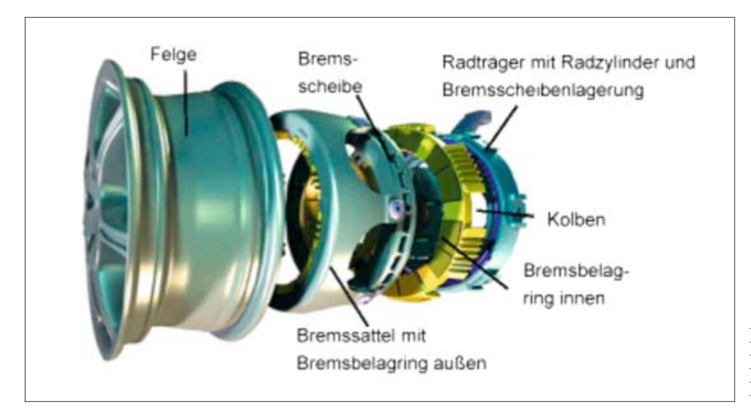


Bild 7-81: Explosionsdarstellung einer Radialbremse

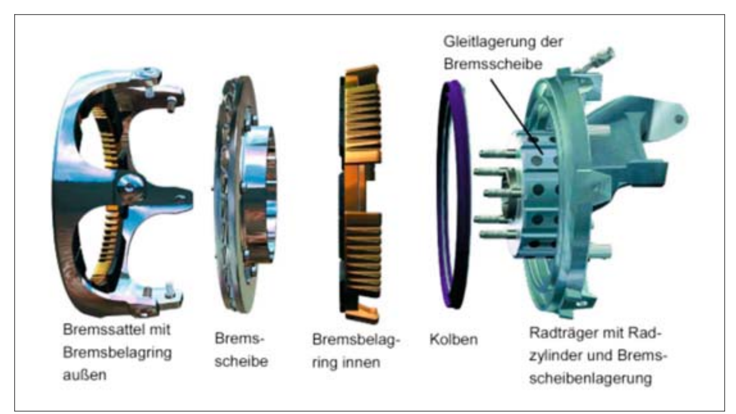


Bild 7-82: Explosionsdarstellung der Full-Contact-Disc-Brake der kanadischen Firma NewTech [87]

Wird der Kolben im Bremssattel bei Betätigung der Bremse mit Hydraulikflüssigkeit gefüllt, verschiebt er den inneren, kolbenseitigen Bremsbelag in Richtung Scheibe. Liegt dieser auf der Scheibe auf, wird die axial verschiebbar gelagerte Bremsscheibe zusammen mit dem inneren Reibbelag gegen den äußeren, felgenseitig im Sattel, fest am Radträger montierten Bremsbelag gedrückt. Das Lüftspiel $s_{\text{Lüft}}$ der Bremse ist somit überwunden und sie ist geschlossen.
Durch den weiter zunehmenden Hydraulikdruck wird die gewünschte Zuspannkraftkraft F_{SP} aufgebaut. Der Betätigungskolben ist als ein so genannter Diaphragma-Ring ausgeführt, der hinter dem inneren Belagring angeordnet wurde. Er ist zusätzlich mit einer Hitzebarriere versehen, um die temperaturempfindliche Hydraulikflüssigkeit vor der Wärme der arbeitenden Reibbeläge zu schützen.
Die Firma NewTech wirbt mit den in **Tabelle 7-8** aufgelisteten theoretischen Vorteilen ihrer Entwicklung. Hier sind besonders der sehr viel steifere Bremssattel und seine daraus resultierende geringere „Volumenaufnahme“ V_{brems} hervorzuheben.
Diese Vorteile können zusammen mit einem möglicherweise vergrößerten Wirkradius r_{wirk} der Bremsscheibe zu verringerten Betätigungskräften F_{Bet} führen. Dadurch könnte beispielsweise ein Bremskraftverstärker entfallen. Außerdem sind größere Wartungsintervalle durch den reduzierten Belagverschleiß zu erwarten. Sie sollen aus einer verringerten Flächenpressung p_{Belag} und einem niedrigeren Temperaturniveau der Beläge bei gleichzeitig vergrößertem Volumen V_{Belag} resultieren.
Den Vorteilen stehen allerdings auch einige Nachteile gegenüber. Unter ihnen ist vor allem der zu erwartende Anstieg der ungefederten Radmassen zu erwähnen. Dieser hat negative Auswirkungen auf das Fahrverhalten und den Fahrkomfort.

7.7.2.5 Keilbremse

Um den zur Erzeugung der hohen Bremskräfte am Rad notwendigen Energiebedarf zu reduzieren, kann das Prinzip der Keilbremse verwendet werden.
Im Gegensatz zur herkömmlichen Bremsenbetätigung, bei der die Bremskraft hydraulisch direkt auf die Bremsklötze übertragen wird, kommt bei der Keilbremse ein Keil zum Einsatz, der zwischen Bremsklotz und Bremssattel gedrückt wird [88, 89].

Tabelle 7-8: Vor- und Nachteile der Radialbremse

Theoretische Vorteile	Theoretische Nachteile
Vergrößerte Wartungsintervalle wegen verringerten Belagverschleißes durch größeres Belagvolumen, reduzierte Flächenpressung und niedrigeres Betriebs-Temperaturniveau	Eventuell höhere ungefederte Radmassen
Entfall des Bremskraftverstärkers durch einen steiferen Bremssattel (geringe „Volumenaufnahme“) und den größeren erzielbaren Wirkradius der Scheibe	Schlechteres Wärmeabfuhrvermögen durch Kapselung der Scheibe
Verringerte Bremsenzuspannkräfte durch größeren Wirkradius und steiferen Bremssattel	Aufwändige Konstruktion, Herstellung und Montage
Geringeres Hydraulikdruckniveau wegen kleiner Zuspannkräfte	Große Auswirkungen auf das Radmodul
Dimensionierung der Hydraulikleitungen kann durch niedrigeres Druckniveau kleiner ausfallen	
Bessere Fadingeigenschaften durch niedrigeres Temperaturniveau der Bremsbeläge	
Bessere akustische Eigenschaften (Bremsenrubbeln und -quietschen) durch optimale Belagführung, steiferes Gehäuse und gleichmäßigeres Temperaturniveau	
Einbau verschiedener Bremsbelagmischungen möglich	
Verringerung der dynamischen Radnabenkräfte bei Bremsung	
Präzisere Führung von Bremsbelägen und Bremssattel möglich	
Größere Bremsbeläge verringern Neigung zur Hotspotbildung und somit zum Bremsenrubbeln	

Das Prinzip ist in **Bild 7-83** dargestellt und beschrieben. Um zu verhindern, dass die Bremse blockiert, weil der Keil in den Spalt gezogen wird, wird die Position des Keiles durch eine Steuer- und Regelungstechnik angepasst. Durch die Selbstverstärkung beim Bremsvorgang kann ein Teil der kinetischen Energie der Bremsscheibe zur Abbremsung genutzt werden. Dadurch kann der Energie- und Leistungsbedarf des Bremsaktuators im Vergleich zur oben beschriebenen Ausführung einer EMB signifikant reduziert werden und den Betrieb mit einem konventionellen 12-V-Bordnetz ermöglichen [90].

7.7.3 Leveling-by-wire

Nivomat-LbW (Leveling-by-wire)

Das Konzept **Leveling-by-wire** von ZF Sachs ist eine konsequente Weiterentwicklung des Nivomat mit Standregelung. Es entfällt hierbei die mechanische Pumpe, sowie die mechanischen Regel- und Steuerelemente im Inneren des Nivomats. Diese werden ersetzt durch eine außenliegende elektrische Pumpe mit zusätzlichem Ablassventil, die bedarfsgesteuert ist. Der erforderliche Höhensensor kann integriert werden oder auch extern angeordnet werden. Eine lokale Elektronik wertet die Höhensignale aus und steuert den Einsatz von Pumpe und Ablassventil. Im Gerät verbleiben Ölreservoir und Hochdruckspeicher, die ggf. aber auch extern angeordnet werden können. Grundlage des Konzepts bleibt weiterhin ein geschlossenes hydraulisches System, das teiltragend ausgelegt ist. Grundsätzlich sind mehrere Anordnungen für ein Leveling-by-wire-System denkbar [91] (**Bild 7-84**).

Der Nivomat-LbW kann sowohl für eine reine Hinterachs-Niveauregelung als auch für eine 2-Achsregelung eingesetzt werden. Im ersten Fall wird weiterhin ein gleich bleibendes Grundniveau eingeregelt. Im zweiten Fall können verschiedene Höhenniveaus eingestellt werden. Dies wird im teiltragenden System durch eine Verschiebung der Traganteile zwischen mechanischer Feder und Gasfeder erreicht. Der erzielbare Niveauunterschied ist durch die bereitgestellten Gas- und Ölvoluma und die Regelgeschwindigkeit begrenzt. Durch den Wegfall der mechanischen Pumpe bietet der Nivomat-LbW hier auch die Möglichkeit, ICD zu realisieren (s. Abschnitt 3.6.7).

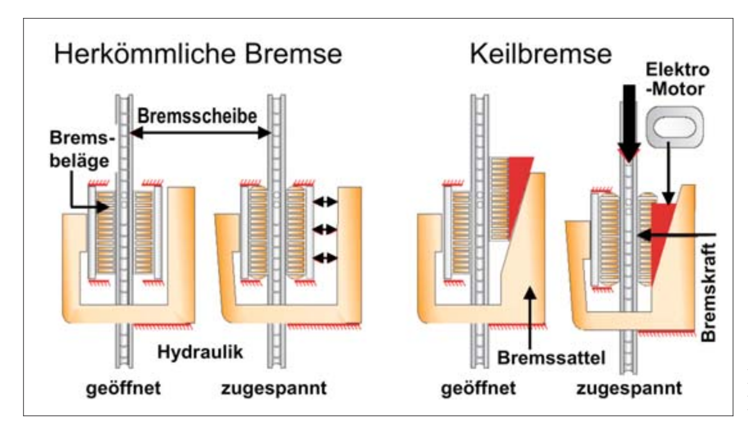


Bild 7-83:
Prinzip der Keilbremse [8]

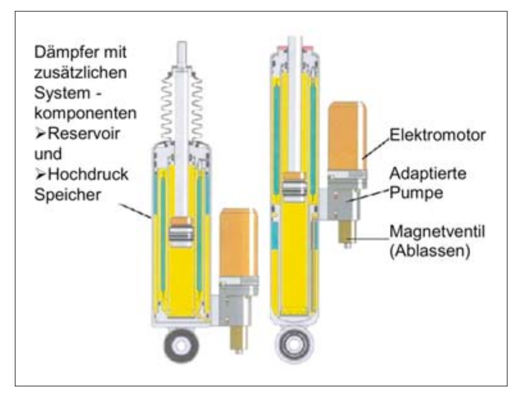


Bild 7-84: Mögliche Anordnungen für Leveling-by-wire (ZF Sachs)

7.8 Fahrerassistenzsysteme

Der Mensch ist in seiner Wahrnehmung, Verarbeitung von und seiner Reaktion auf Informationen bestimmten physischen wie psychischen Grenzen unterworfen (**Bild 7-85**). Fahrerassistenzsysteme dienen zur Entlastung des Fahrers in kritischen Fahrsituationen. Mittels elektronischer Zusatzeinrichtungen wird vor einer Gefahrensituation gewarnt oder auch aktiv in die Fahrzeugbedienung eingegriffen. In beiden Fällen kann eine Gefahr minimiert oder sogar abgewendet werden [2]. Die Wirksamkeit dieser Systeme ist seit der Einführung von ABS oder ESP, insbesondere seit ihrem serienmäßigen Einsatz bei bestimmten Fahrzeugherstellern, durch rückläufige Unfalldaten dokumentiert. Ferner kann eine reduzierte Unfallfolgenschwere beobachtet werden, dadurch dass die Fahrzeuge vermehrt frontal, statt seitlich mit dem Unfallgegner oder Hindernis kollidieren [3]. So können die Einrichtungen der passiven Fahrzeugsicherheit ihre optimale Wirkung entfalten.

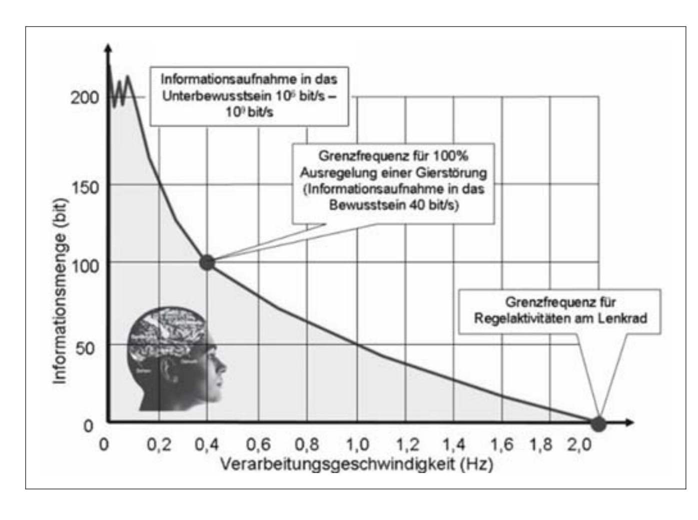


Bild 7-85:
Informationsverarbeitung durch den Menschen bei der Fahrzeugführung

7.8.1 Bremsassistenz

Bestehende Bremsassistenzsysteme wie elektronische Bremskraftverteilung (EBV), Anti-Blockiersystem (ABS) und elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) entlasten den Fahrer und bewirken nachweislich ein reduziertes Unfallaufkommen oder ein hinsichtlich der Unfallfolgen verminderte Unfallschwere. Zusätzliche oder in ihrem Umfang erweiterte Systeme sollen diesen positiven Trend weiter fortführen, indem weitere Gefahrensituationen erfasst werden und ein zeitlich früherer und schnellerer Eingriff erfolgt. Dabei können die menschlichen Einflussfaktoren wie Bremsgrunderkennung, Reaktion und Pedalbetätigung nicht optimiert werden. Mittels zusätzlicher Sensorik und Aktorik lässt sich aber eine Bremsung schneller realisieren, sofern ein Bremswunsch oder eine Gefahrenbremsung detektiert worden ist.
Dabei gilt es auch Defizite, die im technischen System einer Fahrzeugbremse begründet sind, zu minimieren oder gar zu kompensieren. So erfolgt der Aufbau eines wirksamen Bremsmomentes an der Radbremse erst mit einem zeitlichen Verzug (Schwellzeit) im Bereich einiger Zehntelsekunden (**Bild 7-86**).
Ursachen hierfür sind u.a.

- Elastizitäten im Bremsleitungen,
- Kompressibilität der Bremsbeläge und
- Sattelsteifigkeit.

Unter bestimmten Umweltbedingungen wie Nässe oder Streusalzablagerungen auf der Bremsscheibe kann dieser Zeitverzug zunehmen. Eine Aufgabe von einem den Bremsvorgang unterstützenden System ist die Verkürzung dieses Zeitverzugs und ggf. die frühere und massivere Einleitung der Bremsung.

Die Aspekte der Bremsassistenz lassen sich dabei in einen sicherheitsrelevanten und einen den Fahrer entlastenden, komfortorientierten Bereich unterteilen.

7.8.1.1 Sicherheitsrelevante Bremsassistenz

Bestandteil eines modernen Kraftfahrzeuges ist die elektronische Bremskraftverteilung, in der Regel als Funktionsblock im ABS integriert. Dabei erfolgt die Verteilung der Bremskraft bzw. des Bremsdruckes den infolge der dynamischen Achslastverteilung wechselnden Begebenheiten durch Ansteuern der ABS-Ventile für die Hinterachse. Zusätzliche Sicherheitsreserven lassen sich durch eine radindividuelle Bremskraftzuordnung (**Bild 7-87**) erzielen, die einen Regeleingriff von ABS oder ESP aufgrund der optimalen Reibwertausnutzung an jedem Rad verhindern kann oder zumindest verzögern kann. Beides bedingt einen kürzeren Bremsweg bei gleichzeitig optimierter Fahrstabilität unabhängig vom Beladungszustand des Fahrzeugs [26, 63]
Die Gefahr des Schleuderns beim Bremsen auf unterschiedlichen Straßenoberflächen (µ-Split) ist bei kleineren Fahrzeugen mit geringem Massenträgheitsmoment und kurzem Radstand besonders hoch. Mittels einer Giermomentaufbauverzögerung kann so bei einer Gefahrenbremsung neben dem Einfluss durch die Achskinematik (negativer Lenkrollradius) entgegengewirkt werden, indem der Bremsdruck im Radzylinder auf der Seite mit dem höheren Fahrbahnreibbeiwert (μ_{high}) mit Verzögerung aufgebaut wird.

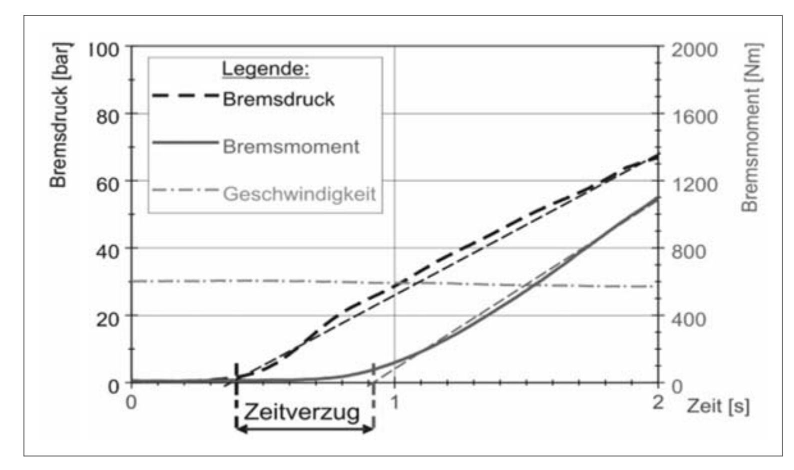


Bild 7-86:
Zeitlicher Verzug zwischen Bremsdruckaufbau (Pedalwunsch) und wirksamem Bremsmomentaufbau

Das Potenzial dieser Fahrstabilisierung kann durch Einbeziehen der Lenkung erweitert werden. Bei einer aktiven elektrohydraulischen oder elektromotorischen Hilfskraftlenkung kann der Fahrer durch das Aufbringen eines für ihn merklichen Moments am Lenkrad zu einer erweiterten Lenkbewegung aufgefordert werden und das Fahrzeug so aktiv stabilisieren. Vorzüge der querdynamischen Stabilisierung bietet außerdem das Aufbringen eines zusätzlichen Lenkwinkels zu dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkeingriff (s. Abschnitt 7.6.2.1), da Lenkkorrekturen schneller und unter Umständen auch unterhalb der Merkschwelle des Fahrers ablaufen können (**Bild 7-87**) [94]

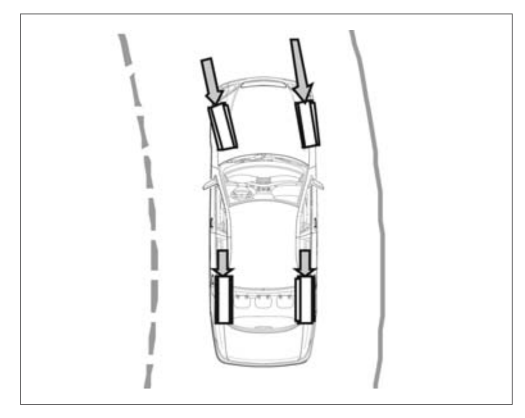


Bild 7-87: Radindividuelle Bremskraftregelung

Mittels Bremsassistent kann in einer Gefahrensituation, die durch den schnellen Wechsel von Fahrpedal auf das Bremspedal detektiert wird, der Bremsweg verkürzt werden. Da in dieser Situation der Fahrer u.U. zu wenig Pedalkraft aufbringt, wird dennoch maximaler Bremsdruck an den Radzylindern bis zur Blockiergrenze der Räder aufgebracht. Eine Erweiterung hierzu stellt das automatische Notbremssystem dar, das auf Basis des Abstandsradars funktioniert (s. Abschnitt 7.8.2). Mit der Markteinführung im Jahr 2006 konnte somit eine signifikante Reduzierung von Auffahrunfällen insbesondere bei Nutzfahrzeugen erzielt werden.

Im Falle von Feuchtigkeit oder Verschmutzungen auf den Bremsscheiben etwa durch Streusalz kann sich der Bremsweg deutlich verlängern. Durch eine Bremsscheibenwischerfunktion kann durch regelmäßiges Bremsen unterhalb der Merkschwelle die Reibfläche sauber gehalten werden. Für den Fahrer äußert sich dies durch ein gewohntes Pedalgefühl sowie einen kürzeren Bremsweg bei Gefahrenbremsungen. Die Informationen hierfür können aus den Signalen von Außentemperatur- und Regensensor gewonnen werden.

Zusätzlich kann der Zeitverzug zwischen Aufbau des Bremsdruckes und einem wirksamen Bremsmoment durch eine automatische Lüftspielreduzierung verkleinert werden. Dabei werden nach Auswertung der Fahrbedingungen und des vermeintlichen Fahrerwunsches die Kolben der Radzylinder mit einem bestimmten Basisdruck beaufschlagt (s. Abschnitt 7.6.1.2).

7.8.1.2 Komfortorientierter Bremsassistenz

Eine Berg-Anfahrhilfe (Hill-hold-Funktion) entlastet den Fahrer durch das verhinderte Losrollen des Fahrzeuges bei Steigungen. Diese Aufgabe kann entweder über eine elektromechanische Parkbremse, die erst bei Betätigung des Fahrpedals gelöst wird, oder durch eine Fremdkrafteinrichtung (ESP) realisiert werden.

Eine einfache Stau-Assistenz als integraler Bestandteil einer Tempomat-Funktion ermöglicht ein automatisches Abbremsen mit konstanter Verzögerung bis zum Stillstand, wenn das Gaspedal nicht mehr bedient wird. Die Bremspedalbetätigung ist dabei nicht erforderlich; die Aktivierung des Systems erfolgt im Stand oder bei langsamer Fahrt durch das Einschalten der Geschwindigkeitsregelanlage [95]

Bremsassistenz bei höheren Geschwindigkeiten bietet die adaptive Geschwindigkeitsregelung (*Adaptive Cruise Control*, ACC), siehe Abschnitt 7.8.2.

7.8.1.3 Anforderungen der Bremsassistenz

Für die komfort- und sicherheitsrelevante Bremsassistenz müssen bestimmte Informationen zum Fahrzustand und zu den Umweltbedingungen vorliegen und widerspruchsfrei in einem Steuergerät ausgewertet werden, bevor Eingriffe in den hydraulischen oder elektromechanischen Komponenten der Radbremsen erfolgen. Ein Teil dieser Informationen kann durch die vorhandene Sensorik, die auch durch vermehrte Komfortausstattungen im Fahrzeug ohnehin verbaut ist, genutzt werden, z.B. Messfühler für Druck im Hauptbremszylinder, Raddrehzahlen, Umgebungstemperatur und Regen sowie Informationen durch die Schalterstellung für Bremslicht und Außenbeleuchtung. Für die erweiterte Bremsassistenz an Steigungen muss zudem der Zustand von Fahrpedal, Parkbremse, Motor (Drehzahl und Moment) und ggf. Getriebestufe, Neigung und Querbeschleunigung bekannt sein. In der Regel sind diese elektronischen Bremsfunktionen im ESP- Steuergerät implementiert.

7.8.2 Distanzassistenz

Einfache Fahrgeschwindigkeitsregler (Tempomat) erfassen den vorausfahrenden Verkehr nicht. Zwar können Steigungen und Gefälle durch Einfluss auf das Fahrpedal bzw. auf den Bremsdruck bei vorhandener Hilfskrafteinrichtung kompensiert werden, aber der Fahrer muss unter Umständen im Kolonnenverkehr auf seiner Fahrspur aktiv eingreifen.

Die adaptive Geschwindigkeitsregelung (ACC) kontrolliert und verändert die Geschwindigkeit unter Berücksichtigung des vorausfahrenden Verkehrs automatisch und entlastet somit den Fahrer. Dabei erfasst ein Radar (Frequenzbereich 76 bis 77 GHz) die Geschwindigkeit der vorausfahrenden Fahrzeuge mit einem Öffnungswinkel von bis zu 10° bei einer Länge bis zu 150 m (**Bild 7-88**). Das System ist in der Lage, einen breiteren Fahrbahnbereich zu erfassen und infolgedessen bei einem Kurvenverlauf durch die Zusatzinformation des Lenkradwinkelsensors ein Fahrzeug auf der benachbarten Fahrspur von einem auf der eigenen Fahrspur zu unterscheiden. Unnötiges Bremsen wird vermieden. Voraussetzung für ACC ist eine elektronische Motorsteuerung (z.B. E-Gas bzw. Electronic Diesel Control) sowie eine aktive, elektronische Bremsmodulation, wie sie durch ESP ermöglicht wird. Bremsungen erfolgen je nach Relativgeschwindigkeit der beiden Fahrzeuge im Komfortbereich mit einer Verzögerung von bis zu 25% bei einer Eigengeschwindigkeit zwischen ca. 50 und 180 km/h.

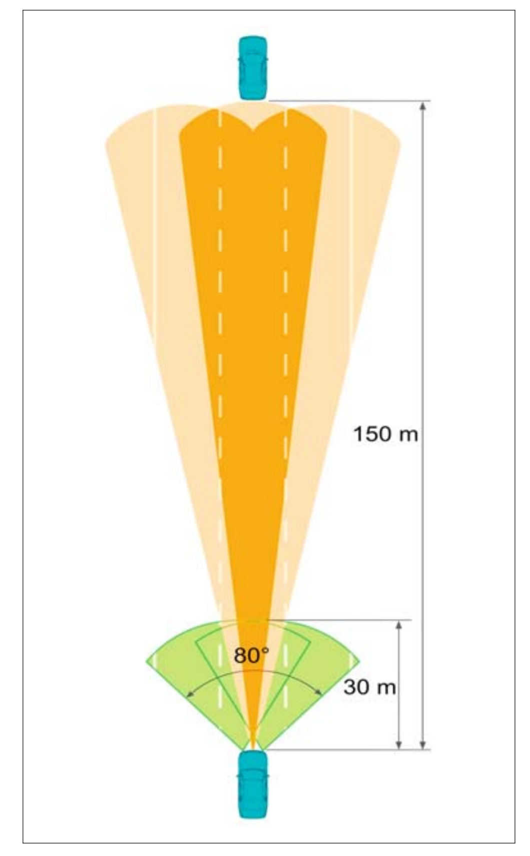


Bild 7-88: ACC Stop&Go mit einem Fernbereichsradar (orange-farbiger Kegel) und zwei Nahbereichsradarsensoren (grüner Kegel) [Quelle:DaimlerChrysler AG]

Seit 2005 ist mit ACC Stop&Go ein erweiterter Funktionsumfang lieferbar, der den Geschwindigkeitsbereich vom Stillstand bis 200 km/h bei maximaler Verzögerung bis zu 4 m/s^2 abdeckt. Dazu werden zwei Nahbereichsradarsensoren mit einer Mittenfrequenz im Bereich von 24 GHz bei einem Summenwinkel von etwa 80° und 30 m Reichweite verwendet (**Bild 7-88**).

Reicht der Abstand zum Vorderwagen (Gefahrenbremsung des Vordermanns oder plötzliches Einscheren eines Fahrzeugs) für die automatische Bremsung nicht aus, da eine höhere Bremsleistung erforderlich ist, wird der Fahrer optisch und akustisch zum Bremsen aufgefordert.

Die Weiterentwicklung der Distanzassistenz besteht in einem automatischen Notbremssystem (seit 2006) auf Basis von ACC sowie der Überwachung des Verkehrsraums seitlich (Unfallgefahr beim Spurwechsel und ungewolltes Verlassen der Fahrbahn) und hinter dem Fahrzeug. Dazu werden weitere Sensorprinzipien wie Lidar, Video und Ultraschall zur Umfelderkennung eingesetzt. Größeres Potenzial zur Erlangung des Ziels einer signifikanten Reduzierung der Verkehrstoten bietet zudem die Fahrzeug/Fahrzeug-Kommunikation durch so genannte Ad-hoc-Netze. Der Vorteil besteht in einer schnelleren und umfangreicheren Informationsverfügbarkeit, als es die autarken Assistenzsysteme eines einzelnen Fahrzeugs leisten können. Neben dem Informationsfluss zwischen den Fahrzeugen können Hinweise hinsichtlich Witterung, Verkehrsgeschehen, etc. kommuniziert werden.

7.8.3 Lenkassistenz

Fortschritte bei der Entwicklung von Sensoren zur Fahrzeugumfeld- bzw. Fahrzustandserkennung haben in den letzten Jahren zahlreiche Möglichkeiten für die Unterstützung des Fahrers bei der Fahrzeugführung eröffnet. Wie in Abschnitt 7.8.1 beschrieben, wurde dieses Potenzial zunächst im Bereich der Bremsassistenz genutzt; durch den Einsatz moderner Aktoren und die Bereitstellung elektronischer Schnittstellen zur Ansteuerung dieser Aktoren ist auch im Lenkungssektor in letzter Zeit ein Trend zu verstärkter Fahrerunterstützung zu beobachten.

Im Folgenden werden aktuelle und zukünftig für die Lenkung verfügbare Assistenzfunktionen beschrieben, wobei eine Strukturierung hinsichtlich der Lenkeingriffsmöglichkeiten erfolgen soll, die von den verschiedenen Lenkungstypen (s. Abschnitt 3.4) zur Verfügung gestellt werden.

7.8.3.1 Lenkassistenz durch Anpassung der Unterstützungskraft

Erste Servolenksysteme, welche die grundlegende Form der Lenkassistenz – die Reduzierung des vom Fahrer aufzubringenden Lenkmoments durch Erzeugung einer hydraulischen Lenkunterstützung – bieten, wurden bei Pkws erstmals im Jahr 1951 von der Firma Chrysler eingeführt. Anfang der sechziger Jahre erfolgte die Verbreitung auf dem deutschen Markt durch die Firma Daimler-Benz Servolenkungen.
Durch die Verringerung der erforderlichen Lenkmomente trugen bereits diese Lenksysteme zu einer deutlichen Komfortsteigerung vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten und hohen Spurstangenkräften (zum Beispiel bei Parkiervorgängen) bei.
Durch eine situative Anpassung der hydraulischen Unterstützungskraft, die durch funktionale und konstruktive Erweiterungen des konventionellen hydraulischen Servolenkungsprinzips möglich wurde, können dem Fahrer weitergehende Assistenzfunktionen zur Verfügung gestellt werden:
So kann mit Hilfe einer hydraulischen Rückwirkeinheit (s. Servotronic, **Bild 7-93**) die Höhe des Fahrerhandmoments, das der Fahrer als Rückmeldung beim Lenkvorgang erhält, variiert werden. Die Variation erfolgt in der Regel geschwindigkeitsabhängig; Ziel ist eine beim Parkieren sehr leichtgängige Lenkung, die mit steigender Geschwindigkeit einen höheren Lenkwiderstand bietet, um so die Fahrstabilität des Fahrzeugs zu erhöhen.
In der Regel wird der für den Betrieb eines konventionellen hydraulischen Servolenksystems erforderliche kontinuierliche Hydraulikölstrom durch eine vom Verbrennungsmotor angetriebene Hydraulikpumpe sichergestellt. Bei einer Modifikation des ursprünglichen hydraulischen Servolenkungsprinzips (s. elektrohydraulische Servolenkung, Abschnitt 3.4.2) erfolgt diese Ölversorgung stattdessen bedarfsgerecht über einen die Lenkhilfepumpe antreibenden drehzahlgeregelten Elektromotor. Auf diese Weise kann dem Fahrer beim Parkieren die volle Lenkunterstützung zur Verfügung gestellt werden, während bei schneller Fahrt die Lenkleistung durch Reduzierung des Hydraulikstroms zurückgenommen wird, um die Lenkung schwergängiger zu machen. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, den Fahrer in fahrdynamischen Grenzsituationen zu unterstützen. Indem die Lenkhilfepumpe zum Beispiel bei Lenkbewegungen, die das Fahrzeug in einer instabilen Fahrsituation weiter destabilisieren würden, den Hydraulikölstrom situationsgerecht anpasst, können dem Fahrer haptische Lenkempfehlungen gegeben werden, wie das Fahrzeug wieder in einen stabilen Fahrzustand gebracht werden kann.

7.8.3.2 Lenkassistenz durch Überlagerung des Fahrerhandmoments

Die bisher beschriebenen Lenkungen sind dadurch gekennzeichnet, dass sie nur die Höhe des vom Fahrer aufzubringenden Lenkmoments beeinflussen können. Die aktive Erzeugung einer sowohl in Höhe als auch Wirkrichtung nur durch die Leistungsfähigkeit des verwendeten Aktors eingeschränkten Unterstützungskraft wird erst durch die Verwendung einer elektromechanischen Servolenkung (s. EPS, Abschnitt 3.4.5) bzw. einer aktiven hydraulischen Servolenkung mit elektronischer Regelung möglich.
Selbstverständlich kann mit diesen Lenksystemen die schon aus der hydraulischen Servolenkung bekannte Lenkunterstützung gewährleistet werden.
Darüber hinaus können jedoch auch Zusatzfunktionen realisiert werden, die ein aktives Überlagern des Fahrerhandmoments erfordern [96]. Beispiele hierfür sind die aktive Lenkungsrückstellung, Trägheits- bzw. Reibungskompensation und die Geradeauslaufkorrektur. Bei der Geradeauslaufkorrektur etwa wird aktiv ein Unterstützungsmoment erzeugt, das es ermöglicht, Seitenkräfte, die ein permanentes Gegenlenken erfordern würden (z.B. verursacht durch Seitenwind, ungleichen Reifendruck oder eine quergeneigte Fahrbahn) durch den Servoaktor zu kompensieren und so dem Fahrer eine lenkmomentenfreie Geradeausfahrt zu gestatten.
Fahrdynamische Assistenzfunktionen, die den Fahrer bei der Querführung des Fahrzeugs unterstützen sollen, sind ebenfalls möglich und werden zum Teil bereits in Serie eingesetzt. So ist es zum Beispiel möglich, dem Fahrer mit Lenkempfehlungen zu helfen, ein instabiles Fahrzeug wieder zu stabilisieren, indem über den aktiven Servoaktor dem Fahrerhandmoment ein Zusatzmoment überlagert wird, das dem Fahrer die sinnvolle Lenkrichtung anzeigt.
Auch bei der Spurführung kann dem Fahrer assistiert werden, wobei hier zwischen Spurhalten bzw. Spurwechseln unterschieden werden muss. Für die Spurhalteassistenz (**Bild 7-89**) werden die Fahrspur und ihre Begrenzung mittels Umfeldsensorik überwacht. Besteht die Gefahr, dass der Fahrer die Fahrspur verlässt, so kann ihm dies durch Vibrationen am Lenkrad haptisch angezeigt werden. Es ist ebenfalls möglich, den Fahrer nicht erst direkt vor dem Verlassen der Fahrspur zu warnen, sondern ihn vielmehr über ein zum Abstand vom Fahrbahnrand indirekt proportionales Zusatzlenkmoment in der Fahrspur zu führen. Dieses virtuelle Potenzialfeld entspricht in seiner Wirkung einem zur Mitte der Fahrspur quergeneigten Straßenbelag und erzeugt somit einen in der Fahrspurmitte gelegenen Fahrkorridor zur Fahrzeugführung.

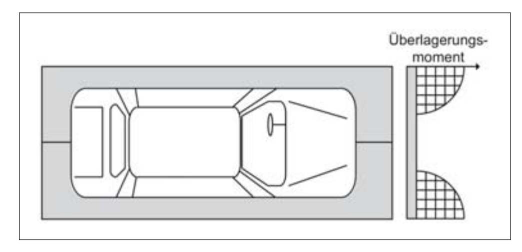


Bild 7-89: Spurhalteassistenz für ein Kraftfahrzeug

Bei der Spurwechselassistenz wird durch Sensorik nicht mehr nur die Fahrspur, sondern auch der Verkehr im Fahrzeugumfeld überwacht. Will der Fahrer die Fahrspur wechseln, so wird auf Grundlage dieser Sensorikinformationen eine für den Spurwechsel optimale Trajektorie berechnet, in der der Fahrer dann durch ein dem Handmoment überlagertes Zusatzmoment geführt wird. Auch ein „quasiautonomer" Spurwechsel, bei dem das Fahrzeug allein über den aktiven Servosteller gelenkt wird, ist aufgrund der Aktorfunktionalität prinzipiell denkbar, wobei es hier noch zu unterscheiden gilt, ob das Fahrzeug auf Grundlage der vorliegenden Informationen selbstständig über die Einleitung des Spurwechsels entscheiden darf, oder ob der Spurwechsel vom Fahrer eingeleitet werden muss.
Auch eine Assistenz bei Parkiervorgängen ist mit den in diesem Kapitel beschriebenen Aktoren möglich, wobei der Fahrer hier lediglich Gas und Bremse betätigen muss und die zum Einparken erforderlichen Lenkbewegungen vom Servosteller übernommen werden. Genauer wird auf die Parkierassistenz in Abschnitt 7.8.4 eingegangen.
Zusammenfassend bieten alle in diesem Unterkapitel beschriebenen Lenksysteme neben der Hilfskraftunterstützung des Fahrers zusätzlich die Möglichkeit, unabhängig vom Fahrer das Handmoment aktiv zu beeinflussen. Auf die Möglichkeiten, die sich bei einer fahrerunabhängigen Beeinflussung des Radlenkwinkels bieten, wird im nächsten Kapitel eingegangen.

7.8.3.3 Lenkassistenz durch Überlagerung des Fahrerlenkwinkels

Die erste Lenkung mit der Möglichkeit zur Überlagerung des Fahrerlenkwinkel mit einem Zusatzlenkwinkel wurde in Europa im Jahr 2004 von der Firma BMW unter dem Namen *Active Front Steering* in Serie eingeführt; bei diesem System handelt es sich um ein zweistufiges Planetengetriebe, dessen Funktionsweise in Abschnitt 3.4.6 beschrieben ist.
Die Anwendungsfälle für Winkelüberlagerungslenkungen sind zahlreich: Durch fahrgeschwindigkeitsabhängige Betriebskennlinien können zum Beispiel unterschiedliche Lenkübersetzungen realisiert werden. Dies kann ausgenutzt werden, um beim Parkieren schon bei verhältnismäßig kleinen Lenkbewegungen Volleinschlag zu erreichen bzw. um bei der Autobahnfahrt die Übersetzung zu vergrößern und damit die Empfindlichkeit bei kleinen, abrupten Lenkmanövern zu verringern. Auch das Lenkungsverhärten bei schnellen Lenkbewegungen und hohen Zahnstangenkräften (z.B. im Parkierbetrieb) kann vermieden werden, indem mit dem Winkelüberlagerungsaktor eine Stellbewegung entgegen der Lenkrichtung des Fahrers erzeugt wird. Auf diese Weise kann die effektive Radlenkgeschwindigkeit so reduziert werden, dass ein verhärtungsfreies Lenken möglich wird [97]
Darüber hinaus kann durch eine zeitlich begrenzte Überhöhung des Fahrerlenkwinkels (Vorhaltelenkung) ein schnellerer Aufbau der Reifenquerkräfte beim Einlenken in eine Kurve erzielt werden. Dies hat zur Folge, dass die gefühlte Agilität des Fahrzeugs spürbar steigt.
Neben diesen komfort- bzw. fahrdynamikrelevanten Aspekten unterstützt die Winkelüberlagerungslenkung den Fahrer vor allem in stabilitätskritischen Grenzsituationen. Ein Beispiel hierfür sind die Unterstützung beim Über- bzw. Untersteuern eines Fahrzeugs oder die Giermomentenkompensation bei einer µ-Split-Bremsung, die in **Bild 7-90** genauer beschrieben wird.

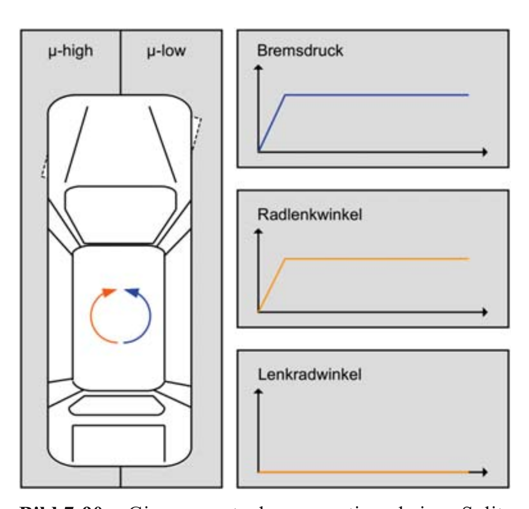


Bild 7-90: Giermomentenkompensation bei µ-Split-Bremsung mit Winkelüberlagerungslenkung

Während bei einem System ohne Winkelüberlagerungslenkung der Giermomentenanstieg durch verzögerten Bremsdruckaufbau so abgeschwächt werden muss, dass der Fahrer das Giermoment durch Gegenlenken ausregeln kann, ist dies bei einem Fahrzeug mit aktiver Winkelüberlagerungslenkung nicht nötig. Der Bremsdruckaufbau kann verzögerungsfrei erfolgen, da das entstehende Giermoment nicht mehr

durch den Fahrer, sondern durch den wesentlich schneller arbeitenden Lenkungsaktuator kompensiert wird. Das Resultat ist ein verkürzter Bremsweg, wobei durch den Fahrer zusätzlich nur noch geringe Lenkeingriffe erfolgen müssen.

7.8.3.4 Zusammenfassung

Die gestiegenen Anforderungen an Fahrsicherheit und Fahrkomfort haben in letzter Zeit – begünstigt durch Fortschritte in der Fahrzeugumfeld- bzw. Fahrzustandserkennung – zur Entwicklung vieler neuer Lenksysteme geführt, welche die schon lange etablierte Hilfskraftlenkung um zahlreiche Zusatzfunktionen erweitern. Grundsätzlich lassen sich diese Lenksysteme in zwei Gruppen unterteilen – die Momenten- und die Winkelüberlagerungslenkung. Die Momentenüberlagerung ermöglicht die aktive Beeinflussung des Fahrerhandmoments, während durch die Winkelüberlagerung der Radlenkwinkel unabhängig von der Fahrervorgabe eingestellt werden kann.
Mit diesen Lenksystemen lässt sich ein breites Funktionsspektrum im Bereich der Querführung abdecken. Hierzu zählen Komfortfunktionen wie Geradeauslaufkorrektur, Parkassistenz oder auch Spurhalte- bzw. Spurwechselassistenz. Auch Sicherheitsfunktionen (Giermomentenkompensation bei µ-Split-Bremsungen oder die Vermeidung von Über- bzw. Untersteuern) können durch moderne Lenksysteme erfüllt werden. Da gerade für Sicherheitsfunktionen auch Fahrdynamiksysteme wie zum Beispiel ESP oder eine aktive Dämpferregelung genutzt werden können, wird neben der Entwicklung noch leistungsfähigerer Lenkaktoren ein weiterer Schwerpunkt auf der Vernetzung der unterschiedlichen Systeme im Rahmen eines gesamtfahrdynamischen Regelkonzepts liegen.

7.8.4 Einparkassistenz

7.8.4.1 Einführung

Einparkvorgänge sind komplexe Fahraufgaben. Der Fahrer muss Strecken und Entfernungen schätzen, komplexe Trajektorien mit gekoppelter Längs- und Querführung planen und fahren und dabei das Fahrzeug oft nach mehreren Seiten absichern. Einparksysteme verringern die Komplexität des Einparkvorgangs, indem sie eine oder mehrere der Teilaufgaben automatisieren oder zumindest erleichtern. Die Breite der Systeme reicht dabei von der einfachen Entfernungsmessung zur unmittelbaren Anzeige der Entfernung von Hindernissen (*Park Distance Control*, PDC) bis zu vollautonomen Parkassistenten.
Erste Ideen und Versuche, das Parkieren zu erleichtern, finden sich bereits in den 60er Jahren des 20. Jahrhunderts [98]

Automatische oder teilautomatische Einparksysteme bestehen im Wesentlichen aus zwei Teilsystemen, die die beiden wichtigsten Aufgaben des Parkvorgangs erfüllen: Parklückenerkennung und -vermessung, sowie Trajektorienplanung und Ausführen des Einparkvorgangs. Aus Sicht dieser Systeme sind zwei grundlegende Einparkarten zu unterscheiden: Quereinparken und Längseinparken (**Bild 7-91**).
Da Quereinparken sowohl für den menschlichen Fahrer als auch für ein automatisches Einparksystem eine weniger komplexe Aufgabe darstellt, werden hier nur Längseinparksysteme behandelt.

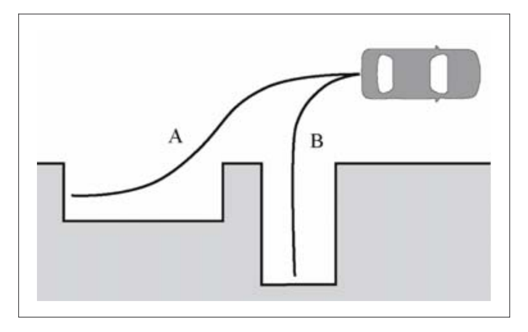


Bild 7-91: Längseinparken (A), Quereinparken (B)

7.8.4.2 Parklückenerkennung

Um ein Fahrzeug automatisch in eine Parklücke zu fahren, muss die Größe und Lage der Parklücke dem System bekannt sein. Für die Planung der Einparktrajektorie sind nur der Längs- und Seitwärtsabstand x und y und der Winkel zur gewünschten Endposition α nötig (**Bild 7-94**). Die Parklücke muss eine Mindestlänge aufweisen, damit der Einparkvorgang erfolgreich sein kann.
Die Parameter können von einem automatischen System bestimmt werden, oder der Fahrer gibt selbst die Lage der Parklücke ein. Dabei bleibt, im Gegensatz zu einer automatischen Vermessung, die Abschätzung, ob die Größe der Lücke für das Fahrzeug ausreichend ist, dem Fahrer überlassen.
Da der Fahrer bei Systemen mit Fahrereingabe die benötigten Werte nicht mit der nötigen Genauigkeit direkt schätzen kann, ist eine Hilfseinrichtung nötig, die ihm erlaubt, dem System den Zielparkraum anzugeben. Dies ist beispielsweise mit einem Videobild möglich, das nach der Vorbeifahrt an der Parklücke von einer nach hinten gerichteten Videokamera aufgenommen wird [99] In das Videobild kann der Zielparkraum in Form eines perspektivisch angepassten, fahrzeuggroßen Rechtecks eingeblendet werden. Der Fahrer verschiebt mit einem Eingabesystem das Rechteck in die Parklücke im Videobild. Aus der Positionierung des Rahmens im Bild lassen sich die für das Einparken notwendigen Parameter be-

rechnen. Es können zusätzliche Hilfslinien eingeblendet werden, die dem Fahrer helfen abzuschätzen, ob der vom System geplante Einparkvorgang ohne Kollision möglich ist. So werden im Beispiel von **Bild 7-92** der Zielparkraum, und der beim Einparkvorgang benötigte Platz für die Fahrzeugfront und das Fahrzeugheck eingeblendet.

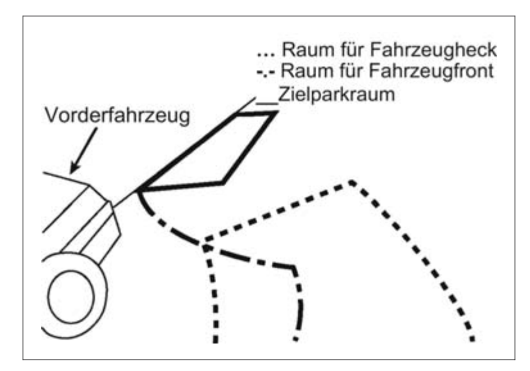


Bild 7-92: Mögliches Videobild einer Rückfahrkamera zur Parklückeneinstellung

Der Fahrer kann im dargestellten Fall erkennen, dass sich das im Videobild sichtbare Vorderfahrzeug außerhalb des benötigten Platzes befindet, und Einparken somit möglich ist.
Automatische Systeme zur Parklückenerkennung benötigen eine geeignete Sensorik sowie einen Auswertealgorithmus, der die zur Trajektorienplanung nötigen Parameter aus den Sensordaten bestimmt. Eine geeignete häufig gewählte Sensorkonfiguration beinhaltet einen Sensor an der Fahrzeugseite zu der eingeparkt werden soll, der senkrecht zur Fahrtrichtung Entfernungen misst. Durch die Vorwärtsbewegung des Fahrzeugs und wiederholte Messung wird der Raum neben dem Fahrzeug abgetastet. Die Einparkparameter werden durch den Auswertealgorithmus aus den Sensormesswerten und den Werten der Raddrehzahlsensoren berechnet.
Das Sensorsystem muss geeignet sein, übliche Begrenzungen einer Parklücke, wie beispielsweise Bordsteine, Fahrzeuge oder Metallbügel zu erfassen. Der Erfassungsbereich (die so genannte Sensorkeule) muss dabei hoch genug sein, um sowohl flache Hindernisse und den die Parklücke seitlich begrenzenden Bordsteins zu erfassen, als auch nicht unter hohen Hindernissen hindurch zu messen, beispielsweise unter der Ladefläche eines Lkw-Anhängers. Die Empfindlichkeit des Sensorsystems ist so einzustellen, dass Bodenunebenheiten oder in der Parklücke liegende Kiesel nicht das Signal des begrenzenden Bordsteins überdecken.
Die Auflösung der Parklückenerfassung ist von der Messrate und der Vorbeifahrgeschwindigkeit abhängig. Bei Ultraschallsensoren [100] wird die Messrate aufgrund der geringen Schallausbreitungsgeschwindigkeit durch die Anforderungen an die Mindestreichweite begrenzt. Die Genauigkeit der Längenmessung wird auch durch Messfehler bei ungünstigen Lückenbegrenzungen wie abgerundeten Fahrzeugkanten und die Breite der Sensorkeule beeinträchtigt.
Auch mit sehr guter Abtastsensorik muss der Fahrer die Entscheidung treffen, ob die Parklücke prinzipiell geeignet ist, bzw. das Parken in der Lücke legal ist.
Um die Anzahl der vom System angebotenen, nicht benutzbaren Parkmöglichkeiten zu reduzieren, ist eine Vorselektierung aufgrund von erweiterten digitalen Karten möglich. So kann die Parklückensuche bei Seitenstraßen oder in der Karte verzeichneten Parkverbotsflächen automatisch deaktiviert werden.
Passiert das Fahrzeug die Parklücke nicht gerade und parallel, muss dies in der Auswertung der Sensordaten mit einbezogen werden. Dabei muss die Veränderung der Sensorlage zum Fahrzeugbezugspunkt durch die Fahrzeugdrehung berücksichtigt werden, die Änderung der gemessenen Entfernung durch die Bewegung des Fahrzeugs in y-Richtung und die Änderung des vom Fahrzeug zurückgelegten Wegs in Relation zur tatsächlichen Bewegung in x-Richtung. Die Basis für die entsprechenden Korrekturen ist ein Fahrzeugmodell, das aus den Fahrzeugsensoren die Fahrzeugbewegungen genau berechnen kann.
Des Weiteren sind bei der Korrektur von Winkelabweichungen zwischen Fahrzeug und Parklücke die Eigenschaften des Sensors zu berücksichtigen (**Bild 7-93**). So kann ein Sensor bei der gezeigten Konfiguration dazu tendieren, die Entfernung A oder B zu messen, je nachdem, ob die Sensorik eher auf Reflexe aus kurzer Entfernung (Fall A), oder Reflexe von senkrechten Hindernissen (Fall B) anspricht.

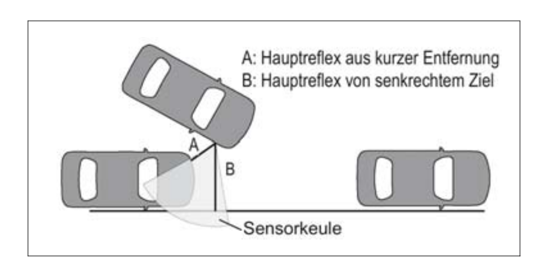


Bild 7-93: Unterschiedliche Sensoreigenschaften bei schräger Vorbeifahrt an der Parklücke

7.8.4.3 Einparkvorgang

Ist die Position der Parklücke zum eigenen Fahrzeug bestimmt, wird das Fahrzeug bei einem automatischen Einparksystem autonom in die Lücke bewegt. Bei einem halbautomatischen System übernimmt das Fahrzeug nur die Lenkaufgabe, während der Fahrer die Längsregelung behält. Für automatisches und halbautomatisches Einparken muss das Fahrzeug mit

einem Lenksystem ausgestattet sein, das erlaubt, automatisch beliebige Lenkwinkel einzustellen. Dazu müssen sowohl Lenkwinkel als auch Lenkmoment frei vom System wählbar sein. Bei einer minimalen Form der Unterstützung übernimmt der Fahrer sowohl Längs- als auch Querregelung, erhält vom System aber konkrete Handlungshinweise. Allen drei Varianten ist die Aufgabe gemein, eine eindeutige Lösung zu finden, wie das Fahrzeug unter den gegebenen Zwangsbedingungen (Lenken der Vorderachse mit begrenztem Lenkwinkel, Parkendposition nur von einer Seite aus erreichbar) in die Parkendposition gebracht werden kann. Dabei müssen bei den nicht vollautomatischen Varianten die Möglichkeiten des Fahrers, der nicht beliebig exakt Lenkwinkel oder Geschwindigkeit regeln kann, berücksichtigt werden.
Die Fahrzeugposition gegenüber der Zielposition lässt sich durch die Entfernungen x und y sowie dem Winkel zur Parkendposition α beschreiben (**Bild 7-94**).

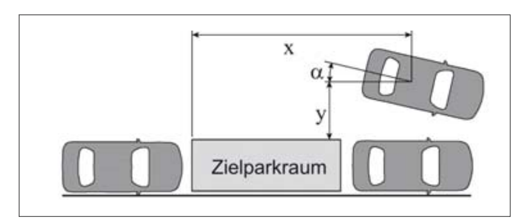


Bild 7-94: Parameter für die Trajektorienplanung

Der prinzipielle Aufbau des Einparkvorgangs gleicht dem beim manuellen Einparken.
Während der Rückwärtsfahrt wird zuerst in Richtung der Parklücke eingelenkt und dann in die entgegengesetzte Richtung. Das Fahrzeug legt dabei eine S-förmige Trajektorie zurück. Die Komplexität der Zusammenstellung der Grundtrajektorie bestimmt die Möglichkeiten, die der Parkalgorithmus besitzt. In der einfachsten Form legt der Fahrzeugbezugspunkt annähernd zwei Kreisbogenstücke zurück. Dabei liegt jeweils ein fester Lenkwinkel an. In diesem Fall ist ein erfolgreiches Einparken nur von Startpositionen aus möglich, die bestimmte Kombinationen von x, y und α aufweisen. Auch die nötige Länge der Parklücke $l_{\min}$ ist von den Startparametern abhängig. Durch Einfügen zweier gerader Strecken vor und nach dem ersten Kreisbogenstück werden diese Abhängigkeiten weitgehend aufgelöst. So ist für eine gültige Startposition nur noch eine Minimumsbedingung für y/x zu erfüllen. Die minimale Parklückenlänge ist nur noch abhängig von Fahrzeugparametern wie Länge, Breite, Radstand und maximaler Lenkwinkel.
Der Lenkwinkelverlauf einer derartigen Einparktrajektorie weist über dem Weg Sprünge auf, d.h., die Lenkwinkeländerung muss im Stand erfolgen. Für ein System, das dem Fahrer sowohl Längs- als auch Querregelung überlässt, ist dies gut geeignet, da der Fahrer Längs- und Querregelung zeitlich nacheinander durchführen kann.
Für halbautonome und autonome Einparksysteme ist eine kontinuierliche Lenkregelung während der Fahrt besser geeignet. Der Lenkwinkelverlauf muss dafür über dem Weg stetig sein. Zur Verbindung von Kreisbögen und Geradestücken in der Fahrzeugtrajektorie eignen sich Kurvenstücke mit sich stetig ändernder Krümmung [101] Die Fahrzeuggeschwindigkeit beim Einparkvorgang ist durch die maximale Lenkwinkelgeschwindigkeit und Beschleunigung begrenzt [102]
Bei einer Steuerung ist der Lenkwinkelverlauf über dem Weg während des Einparkvorgangs zum Startzeitpunkt bekannt. Somit ist ebenfalls bekannt, ob der Parkvorgang von der aktuellen Startposition erfolgreich abgeschlossen werden kann.
Bei einer Steuerung können Abweichungen, die während des Parkvorgangs auftreten, nicht ausgeglichen werden. Ausgangsposition und Kurswinkel müssen deshalb zu Beginn des Einparkmanövers genau bekannt sein. Einflussfaktoren wie seitlich hängende Fahrbahn, Bodenunebenheiten oder erhöhter Schlupf durch glatte Fahrbahnen können auch bei genau bekannter Startposition zu Abweichungen in der Endposition führen. Eine Trajektorienregelung kann eine Abweichung während des Parkvorgangs ausgleichen. Es muss eine Messgröße zur Verfügung stehen, aus der die Abweichung ermittelt werden kann. Die Korrektur kann eingeschränkt über Veränderung der Längen der einzelnen Teilabschnitte erfolgen, oder über Lenkwinkelanpassung. Um Spielraum für eine Korrektur zu lassen, darf in diesem Fall die Trajektorie nicht mit maximalen Lenkwinkeln gefahren werden [103]

7.8.4.4 Lenkaktuator

Für die Übernahme der Lenkaufgabe durch das Einparksystem muss das Fahrzeug mit einem Lenkaktuator ausgestattet sein, der erlaubt, ohne Fahrereingriff beliebige Lenkwinkel einzustellen. Dazu müssen vom System sowohl Winkel, als auch Lenkmoment frei wählbar sein. Herkömmliche hydraulische Lenkunterstützungssysteme oder Überlagerungslenkungen bieten diese Funktionalität nicht. Geeignet sind elektrische Servolenkungen, oder ein Lenkmotor, der Moment und Winkel an der Lenksäule einstellen kann. Das Maximalmoment des Motors muss groß genug sein, um die Einstellung des benötigten Lenkwinkels auch unter ungünstigen Umständen (stehendes Fahrzeug, hoher Reibwert) sicher zu stellen.

Literatur

[1] *Schnabel, M.* et al.: Elektronisches Chassis Management: Fahrwerkregelsysteme in den Fahrzeugen der BMW Group. Tagung „Elektronik im Kraftfahrzeug", Baden-Baden, 2003

[2] *Kassler, H.; Bichler, M.*: Ausgeführte Triebstrangsysteme zur Fahrdynamikbeeinflussung. 4. Internationales CTI-Symposium – Innovative Fahrzeug-Getriebe, Berlin, 5./8. Dezember 2005

[3] Robert Bosch GmbH: Fahrsicherheitssysteme. Braunschweig/Wiesbaden:Vieweg Verlag, 1998

[4] *Fischer, G.* et al.: xDrive – Der neue Allradantrieb im BMW X3 und BMW X5. In:ATZ 106 (2004), Heft 2

[5] *Granzow, C.* et al.: Elektronisch vernetzte Funktion mit Längsverteiler und Quersperre. In:ATZ 107 (2005), Heft 9

[6] *Poestgens, U.*: Servolenksysteme für Pkw und Nutzfahrzeuge. Reihe:Die Bibliothek der Technik, Bd. 217. Landsberg/Lech:Verlag Moderne Industrie, 2001

[7] *Köhn, Philip* et al.:Die Aktivlenkung – Das neue Fahrdynamische Lenksystem von BMW. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2002

[8] *Baumgarten, G.; Hofmann, M.; Lohninger, R.; Odenthal, D.*: Die Entwicklung der Stabilisierungsfunktion für die Aktivlenkung. In:ATZ, 106 (2004), Heft 9

[9] *Causemann, Peter*: Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Bibliothek der Technik, Bd. 185. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1999

[10] *Jurr, R.* et al.: Das aktive Wankstabilisierungssystem Dynamik Drive. Sonderausgabe ATZ und MTZ zum BMW 7er. 2001

[11] IEC 61508: Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbar elektronischer Systeme (Functional safety of electrical/electronical/ programmable electronic safety-related systems)

[12] *Heinecke, H.* et al.:FlexRay – ein Kommunikationssystem für das Automobil der Zukunft. In:Elektronik Automotive 9/2002

[13] *Schwarz, Ralf; Rieth, Peter*: Global Chassis Control – Systemvernetzung im Fahrwerk. In:at – Automatisierungstechnik 51, 2003

[14] *Rieth, Peter; Drumm, Stefan; Harnischfeger, Michael*: Elektronisches Stabilitätsprogramm. Die Bibliothek der Technik, Bd. 223. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 2001

[15] *Heinecke, H.* et al.:AUTomotive Open System ARchitecture – An industry-wide initiative to manage the complexity of emerging E/E-Architectures. Convergence 2004, Interna-tional Congress on Transportation Electronics. Detroit, 2004

[16] *Leffler, Heinz*: Integration fahrdynamischer Regelsysteme – Eine Herausforderung für die Systemarchitektur. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. Aachen, 2004

[17] *Schwarz, Ralf* et al.: ESP II, Fahrdynamik der nächsten Generation. Teil 2: Funktionsintegration und Elektronik. In:ATZ 105 (2003), Nr. 12

[18] *Heinrich, K.* et al.:Smart Actuators unterstützen Standardisierung. 12. Internationaler Kongress Elektronik im Kraftfahrzeug. Baden-Baden, 2005

[19] *Wallentowitz, Schrüllkamp*: Fahrwerkentwicklungen am IKA. Tag des Fahrwerks 2004. Aachen, 2004

[20] Internetseite Magna Steyr:www.magnasteyr.com

[21] *Fischer, Pfau, Braun, Billig*:xDrive – Der neue Allradantrieb im BMW X3 und BMW X5. In:ATZ 2004

[22] *Pfau, Rastel, Nistler, Billig, Straub*:BMW xDrive in der 3er- und 5er-Reihe – Der BMW-Allradantrieb für Limousine und Touring. In ATZ 2005

[23] *Fennel*: ABSplus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik. In:ATZ 1998

[24] *Mitschke, Schartz, Wallentowitz*: Vermeiden querdynamisch kritischer Fahrzustände durch Fahrzustandsüberwachung. VDI-Berichte Nr. 916, Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. 1991

[25] *Risse*: Das Fahrverhalten bei normaler Fahrzeugführung. VDI Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 160. 1991

[26] *Wallentowitz*: Fahrzeugtechnik III. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005

[27] *Holle*:Fahrdynamikoptimierung und Lenkmomentrückwirkung durch Überlagerungslenkung. Dissertation, 2003

[28] *Hoffmann, Dick*: Funktionsentwicklung einer Überlagerungslenkung – Von der Idee zum fertigen C-Code. Autoreg 2004. 2004

[29] *Brand, Hoffmann, Fuhr*: Einbeziehung des Normalfahrers in den Entwicklungsprozess aktiver Lenkungssysteme. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn. 2003

[30] *Donges*: Die Vierradlenkung – Fortschritt oder Mode?In: Automobil Revue Katalog. 1988

[31] *Hirano*:Development of an Integrated System of 4WS and 4WD by Hinfitiy Control. SAE 930267

[32] *Kawakami*: Development of Integrated System Between Active Control Suspension, Active4WS, TRC and ABS. SAE 920271

[33] *Sano*:Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Control as a Function of Steering Wheel Angle, SAE 860625

[34] *Sato*: Development of Four Wheel Steering System Using Yaw Rate Feedback Control. SAE 91.1922

[35] *Nagai*: Active Four-Wheel-Steering by Model-Following-Control. 11th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. 1989

[36] *Pruckner*: Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung und -regelung einer Pkw-Hinterradlenkung. Dissertation. 2001

[37] *Mori*, u.a.:Super-HICAS – Verbesserung der Stabilität und Kontrollierbarkeit von Pkws durch Optimierung der Übergangslenkeigenschaften der 4-Radlenkung. In: JASE, Nr. 891068, 1989

[38] *Richter*: Entwicklungstrends bei aktiven Fahrwerkssystemen. VDI-Berichte, Nr. 816. 1990

[39] *Berkefeld*: Theoretische Untersuchungen zur Vierradlenkung, Tagung „Allradlenkung bei Personenwagen". Haus der Technik, 1989

[40] *Donges*: Funktion und Sicherheitskonzept der Aktiven Hinterachskinematik von BMW. Tagung „Allradlenkung bei Personenwagen". Haus der Technik, 1989

[41] *Kuroki, Irie*:HICAS:Nissan Four-Wheel-Steering Technology. Tagung „Allradlenkung bei Personenwagen". Haus der Technik, 1989

[42] *Kuroki, Irie* :HICAS:Nissan Vierradlenkungstechnologie, In: Wallentowitz, H. (Hsg.): Allradlenksysteme bei Personenkraftwagen. Braunschweig:Vieweg Verlag 1991

[43] *Irie*, u.a.:HICAS- Verbesserung der Stabilität und Kontrollierbarkeit von Pkws durch die Steuerung an der Hinterachsaufhängung. XXI FISITA Kongress, 1986

[44] *Wallentowitz, Donges, Wimberger*:Die Aktive-Hinterachskinematik (AHK) des BMW 850 Ci, 850 Csi. In: ATZ, 1994

[45] *Murrenhoff, Wallentowitz*:Fluidtechnik für mobile Anwendungen. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005

[46] *Donges, Auffhammer, Fehrer, Seidenfuß*: Funktion und Sicherheitskonzept der Aktiven Hinterachskinematik von BMW. In: Wallentowitz, H. (Hg.): Allradlenksysteme bei Personenkraftwagen. Braunschweig:Vieweg Verlag, 1991

[47] Erfahrungen mit serienreifen, elektrohydraulischen Stellsystemen für Hinterachskinmeatik (BMW, AHK). Essen: Haus der Technik, 1991

[48] Firmenprospekt Hyndai AGCS Active Geometry Control Suspension
[49] *Konik, Bartz, Bärnthol, Bruns, Wimmer*: Dynamic Drive – Das neue aktive Wankstabilisierungssystem der BMW Group. 9. Aachener Kolloquium. Aachen, 2000
[50] *Parsons, Pask, Burdock*: The Development of ACE for Discovery II. SAE-Paper, 2000-01-0091, 2000
[51] *Neerpasch, Klander, Braun, Köhn, Holdmann*: Ein Konzeptfahrzeug mit aktiven Fahrwerkkomponenten. 7. Aachener Kolloquium. Aachen, 1998
[52] *Mäckle, Schirle*: Active Tire Tilt Control (ATTC) – Das neue Fahrwerkkonzept des F400 Carving. 11. Aachener Kolloquium. Aachen, 2002
[53] *Serra*: Michelins Optimised Contact Patch (OCP)-System angewendet auf ein F3000-Fahrzeug. 13. Aachener Kolloquium. Aachen, 2004
[54] *Andre*: OCP Michelin Fahrwerksystem, 11. Aachener Kolloquium. Aachen, 2002
[55] *Wallentowitz*: Krafträder. Umdruck zur Vorlesung. RWTH Aachen, 2005
[56] *Becher*: Entwicklungskriterien für gesteuerte Fahrwerke von Nutzfahrzeugen. Dissertation, Universität Hannover. Hannover 1991
[57] *Kallenbach, Schramm, Kunz*: Optimieren des Fahrzeugverhaltens mit semiaktiven Fahrwerkregelungen. VDI-Berichte 699. 1988
[58] *Becher*: Fahrwerkregelung in Nutzfahrzeugen. Internet Bericht der Firma WABCO Fahrzeugbremsen. 2003
[59] *Hahne*: Konstruktion einer gewichtsoptimierten Hochleistungs-Luftfeder für Personenkraftwagen. Diplomarbeit RWTH Aachen, IKA. Aachen, 2003
[60] *Wallentowitz, Schrüllkamp*: Geregelte Fahrwerke. In: Mettner, M. (Hrsg.): Elektronik im Kraftfahrzeugwesen, 3. Auflage. Renningen: expert Verlag, 2002
[61] *Causemann*: Moderne Schwingungsdämpfer. In: ATZ, 2003
[62] *N.N.*: Die neue S-Klasse von Mercedes Benz. In: ATZ Sonderheft, 2005
[63] Bosch: Fahrstabilisierungssysteme. Bosch Gelbe Reihe. Plochingen, 2004
[64] *Frühauf*: Aktive Fahrzeugfederung. In: Mettner, M. (Hrsg.): Elektronik im Kraftfahrzeugwesen, 3. Auflage. Renningen: expert Verlag, 2002
[65] Delphi Homepage: delphi.com/manufacturers/auto/chsteer/steering/electric/activerear/
[66] *Merker, Wirtz, Hill, Jeglitzka*: Das SL-Fahrwerk – Dynamik und Komfort vereint, Sonderausgabe der ATZ, Der neue SL, 2001
[67] *Wolfried, Schiffer*: Active Body Control (ABC) – Das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupé von DaimlerChrysler. VDI-Berichte, Nr. 1494. 1999
[68] *Frühauf*: Aktive Fahrzeugfederung. VDI-Berichte, Nr. 1533. 2000
[69] *N.N.*: Innovative Denkweise – BOSE Suspension System. www.bose.de/DE/de/learning-centre/suspension-problem/
[70] *Ersoy, M., Hartmann, A.*: Aktives Fahrwerk zum integrierten Aufbaustabilisierung und variabler Raddämpfung – ASCA. 15. Aachener Kolloquium. Aachen, 2006
[71] *Bartz*: Untersuchungen zum Einsatz adaptiver und aktiver Fahrwerklager in Pkw. VDI-Fortschrittbericht Reihe 12, Nr. 452. 2001
[72] *Beller, Rieth*: Mit Total Chassis Management auf dem Weg zum intelligenten Fahrwerk. XX. µ-Symposium, 2000
[73] *Gruber, Winner, Härtel, Holst*: Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens durch adaptive Fahrwerklager. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, 2003
[74] Presseseite der Firma ContiTech: www.contitech.de/ct/contitech/themen/kommunikation/presse/050811iaa08/de.html
[75] *Holst, Eberhard, Karkosch, Marienfeld, Rieth, Linkenbach, Jungbecker*: Adaptive und aktive Fahrwerklager zur Optimierung von Fahrdynamik und -komfort. In: fahrwerk.tech, 2005
[76] *N.N.*: Kugelgelenk mit Sensor. Patentanmeldung, DE 10134 259, 2003 - DE 102 43 399 - DE 101 10 738
[77] *Hartmann*: Das 42-V-Bordnetz für Kraftfahrzeuge – Motivation und Innovation. Forum Bordnetzarchitektur, 2000
[78] *Hüsemann*: Konstruktion einer elekt rischen Radialbremse. Diplomarbeit, RWTH Aachen, IKA. Aachen, 2003
[79] *Aachenbach, Stoll*: Bremssysteme der Zukunft. Tag des Fahrwerks, RWTH Aachen, Institut für Kraftfahrwesen. Aachen, 2000
[80] *Fischle, Stoll, Hinrichs*: Bremsen auf höchstem Niveau – Die Sensotronic Brake Control. In: ATZ/MTZ Sonderausgabe Die neue Mercedes-Benz E-Klasse, 2002
[81] *N.N.*: Die elektrische Bremse kommt. In: Automobil-Entwicklung, 1999
[82] Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 1999
[83] *Balz, Bill, Böhm, Scheerer, Semsch*: Konzept für eine elektromechanische Fahrzeugbremse. In: ATZ, 1996
[84] *Braess, Seiffert*: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. ATZ/MTZ Fachbuch. Braun-schweig/Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2001
[85] *Schwarz, Isermann, Böhm, Nell, Reith*: Modelling an d Control of an Electromechanical Disc Brake. SAE paper 980600, 1998
[86] *Schwarz*: Bremskraft-Rekonstruktion für elektromechanische Fahrzeugbremsen. In: ATZ, 1999
[87] *Neitzel, Lienkamp*: Entwicklung einer neuen Bremsanlage. In: ATZ, 2001
[88] *Gombert, Hartmann*: e-brake © – Die mechtronische Keilbremse. In: AutoTec, 2003
[89] *Roberts, R.; Gombert, B.; Hartmann, N.; Schaut, M.*: Modelling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake. SAE paper 2003.01-3331
[90] *Lang, H.; Roberts, R.; Jung, A.*: The Road to 12 V Brake-by-Wire Technology. AutoReg 2006. VDI-Berichte Nr. 1931, S. 55–71, 2006
[91] *Eulenbach*: Kraftfahrzeugtechnisches Seminar. Aachen, 2004
[92] *Bismis, E.*: Identifikation dynamischer Eigenschaften des Systems Fahrer-Fahrzeug. Konferenz-Einzelbericht. Braunschweig, 1976
[93] Statistisches Bundesamt: diverse Statistiken zum Straßenverkehr bis 2004, Wiesbaden
[94] *Baumgarten, G.* et al.: Die Entwicklung der Stabilisierungsfunktion für die Aktivlenkung. In: ATZ 106 (2004)
[95] *Baun, R.*: Das neue E-Klasse T-Modell von Mercedes-Benz. In: ATZ 105 (2003)
[96] *Gies S.*, *Schachner M.*: Neue Funktionalitäten durch elektronifizierte Lenksysteme. 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. Aachen, 2004
[97] Schutzrecht WO 2005/047079 Veröffentlichte Internationale Anmeldung (2005-05-26). Bayerische Motoren Werke AG. Pr.: DE 10353083 2003-11-13, DE 10353084 2003-11-13 – Fleck R., Glanzer M., Meister T.: Power Assisted Steering System Pertaining to a Motor Vehicle.
[98] Schutzrecht DE 1938151 Offenlegungsschrift (1971-2-4). Richard Hirschmann Radiotechnisches Werk – Mayer, Hans Dietrich: Vorric htung zum bestimmen der Länge der beim Einparken eines Kraftfahrzeugs in eine Parklücke zu fahrenden Strecken.

[99] Schutzrecht DE 10065327 Offenlegungsschrift (2000-27-12). Kabushiki Kaisha Toyoda Jidoshokki Seisakusho, Kariya, Aichi, JP – Asahi et al.:Lenkhilfsvorrichtung.
[100]Schutzrecht DE 10251558 Offenlegungsschift (2002-6-11). Bayerische Motoren Werke AG – Pruckner, Alfred, Gensler, Frank et al.: Verfahren zur Ermittlung von Geometriedaten für Einparkvorgänge von Fahrzeugen.
[101]Schutzrecht DE 10256770 Offenlegungsschrift (2002-5-12). Bayerische Motoren Werke AG – Pruckner, Alfred, Meitinger, Karl-Heinz et al.: Verfahren zum Lenken eines rückwärts in eine Parklücke einzuparkenden Fahrzeugs.
[102] *Pruckner, Alfred; Gensler, Frank* et al.: Park Assistance, Another Innovative BMW ConnectedDrive Project. 10th Word Congress ITS, Madrid, 2003
[103] *Müller, B.; Deutscher, J.*:Zweistufige Trajektorienplanung für das automatisches Einparken. VDI Berichte Nr. 1981, S. 378–387. Düsseldorf, :VDI Verlag, 2005

.